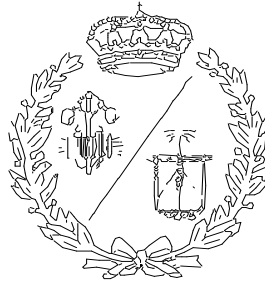


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Máster

**ESTUDIO TERMO-HIDRÁULICO DEL
COMPORTAMIENTO DEL RADIADOR DE
UN TRANSFORMADOR DE DISTRIBUCIÓN
MEDIANTE TÉCNICAS CFD**

(Thermo-hydraulic study of the behavior of a
distribution transformer radiator using CFD
techniques)

Para acceder al Título de

**MÁSTER UNIVERSITARIO EN
INGENIERIA INDUSTRIAL**

Autor: Alejandro Piquero González

Julio - 2019

A mis padres y hermano, amigos y compañeros de andanzas.

A los integrantes del GITEP por haberme acogido y permitido aprender tanto.

A mi tutor, D. Agustín Santisteban Díaz, por haberme aguantado todo este tiempo.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO N°1: MEMORIA.....	3
DOCUMENTO N°2: PLANOS.....	204

DOCUMENTO Nº1: MEMORIA

ÍNDICE DE CONTENIDO

1	INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL TRABAJO	16
2	ESTADO DEL ARTE	21
3	EL TRANSFORMADOR ELÉCTRICO DE POTENCIA	24
3.1	DEFINICIÓN	24
3.2	ASPECTOS CONSTRUCTIVOS DE UN TRANSFORMADOR.....	24
3.2.1	Núcleo	25
3.2.2	Devanados	26
3.2.3	Sistema de refrigeración.....	27
3.2.4	Aisladores pasantes	27
3.2.5	Placa de características.....	28
3.3	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO COMO MÁQUINA IDEAL	29
3.4	BALANCE DE POTENCIAS Y RENDIMIENTO	30
3.4.1	Pérdidas en un transformador	30
3.4.2	Rendimiento de un transformador	31
3.5	CALENTAMIENTO DEL TRANSFORMADOR.....	32
4	REFRIGERACIÓN DE TRANSFORMADORES.....	34
4.1	INTRODUCCIÓN	34
4.2	TIPOS DE REFRIGERACIÓN.....	34
4.2.1	Transformadores de tipo seco	34
4.2.2	Transformadores con refrigeración por baño de aceite	35
4.3	NOMENCLATURA EMPLEADA.....	37
4.4	MÉTODOS DE CONSERVACIÓN DEL LÍQUIDO DIELECTRICO	39
4.4.1	Diseño de la cuba de un transformador.....	41
4.4.2	Relé de Buchholz	43

5	NORMATIVA APLICABLE A RADIADORES DE TRANSFORMADORES DE POTENCIA.....	45
5.1	INTRODUCCIÓN	45
5.2	ALCANCE DE LA NORMA.....	45
5.3	CARACTERÍSTICAS Y REQUERIMIENTOS GENERALES.....	45
5.3.1	Criterios de operación.....	45
5.3.2	Componentes principales	46
5.3.3	Tipos de radiadores.....	46
5.3.4	Materiales.....	47
5.3.5	Características del líquido aislante	48
5.3.6	Dimensiones y tolerancias.....	48
5.3.7	Identificación de radiadores.....	48
5.4	PRUEBAS RUTINARIAS	49
5.4.1	Test de estanqueidad	49
5.4.2	Superficies.....	49
5.5	PRUEBAS DE TIPO.....	50
5.5.1	Capacidad de refrigeración.....	50
5.5.2	Prueba de resistencia al vacío.....	56
6	LÍQUIDOS EMPLEADOS EN LA REFRIGERACIÓN DE TRANSFORMADORES	57
6.1	EVOLUCIÓN HISTORICA DE LOS LÍQUIDOS REFRIGERANTES	57
6.2	LOS LÍQUIDOS ALTERNATIVOS EN EL CONTEXTO ACTUAL	58
6.3	TIPOS DE LÍQUIDOS REFRIGERANTES.....	61
6.3.1	Aceite mineral.....	61
6.3.2	Hidrocarburos de alto peso molecular -HMWH-	62
6.3.3	Siliconas	62
6.3.4	Fluidos basados en ésteres.....	62

6.4	PROPIEDADES BÁSICAS DE LOS LÍQUIDOS DIELECTRICOS	63
6.4.1	Propiedades físico-químicas.....	63
6.4.2	Propiedades eléctricas	69
6.5	INCIDENCIA DEL USO DE LÍQUIDOS ALTERNATIVOS EN EL DISEÑO: REFRIGERACIÓN.....	73
6.5.1	Aspectos generales y vida útil de un transformador	73
6.5.2	Diseño de la refrigeración.....	74
6.6	NORMATIVA INTERNACIONAL APLICABLE A LOS LÍQUIDOS DIELECTRICOS	76
7	MODELADO GEOMÉTRICO DEL RADIADOR	82
7.1	INTRODUCCIÓN	82
7.2	DESCRIPCIÓN DEL CONJUNTO MÁQUINA-RADIADOR Y TOMA DE MEDIDAS	82
7.3	OBTENCIÓN DE LA GEOMETRÍA	85
7.3.1	Consideraciones previas	85
7.3.2	Modelado de las aletas del radiador: Autodesk Inventor	86
7.3.3	Simplificaciones geométricas en los paneles	88
7.3.4	Obtención del dominio fluido del aceite: SpaceClaim	91
7.3.5	Obtención del dominio fluido del aire ambiente: DesignModeler	92
8	FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y METODOLOGÍA EN LA SIMULACIÓN DEL RADIADOR	94
8.1	INTRODUCCIÓN	94
8.2	INTERPRETACIÓN DEL MODELO	94
8.3	FÍSICAS ACTUANTES: MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO Y NUMÉRICO	96
8.3.1	Modelo físico-matemático: ecuaciones de gobierno.....	97
8.3.2	Condiciones de contorno	101
8.3.3	Modelo numérico	102
8.3.4	Parámetros que caracterizan a un flujo	103

8.4	PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS MATERIALES.....	107
8.4.1	Propiedades de los líquidos dieléctricos.....	107
8.4.2	Propiedades del aire.....	114
8.4.3	Propiedades de los materiales sólidos.	114
8.5	LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	115
8.5.1	Proyección histórica y ventajas derivadas de su uso	115
8.5.2	Funcionamiento de un código CFD	116
9	SIMULACIÓN DEL RADIADOR EN ANSYS FLUENT	122
9.1	INTRODUCCIÓN	122
9.2	ANSYS WORKBENCH	123
9.3	DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA.....	124
9.4	GENERACIÓN DE LA MALLA.....	126
9.5	FLUENT: SET-UP DE LA SIMULACIÓN	130
9.5.1	Asignación de los modelos y tipo de estudio	131
9.5.2	Materiales, condiciones de celda y de contorno	133
9.5.3	Parámetros de cálculo y de salida.....	136
10	ESTUDIOS PREVIOS	139
10.1	INTRODUCCIÓN	139
10.2	ELIMINACIÓN DEL DOMINIO DEL AIRE.....	139
10.2.1	Cálculo del coeficiente h_1 en modo ONAN.....	143
10.2.2	Cálculo del coeficiente h_1 en modo ONAF	145
10.2.3	Cálculo del coeficiente h_2 en modo ONAN	146
10.2.4	Cálculo del coeficiente h_2 en modo ONAF	148
10.3	ELIMINACIÓN DEL DOMINIO SÓLIDO DE LOS PANELES.....	152
10.4	ESTUDIO DE INDEPENDENCIA DE LA MALLA.....	155
11	RESULTADOS Y CONCLUSIONES	158
11.1	INTRODUCCIÓN	158

11.2	ESTUDIO PARÁMETRICO DEL COMPORTAMIENTO DEL RADIADOR	158
11.2.1	Calor total disipado.....	159
11.2.2	Salto térmico	166
11.2.3	Caída de presión	171
11.2.4	Coeficiente global de transferencia de calor	177
11.2.5	Distribución de flujos máxicos	183
11.3	DISTRIBUCIONES DE LAS MAGNITUDES FLUIDAS.....	187
11.3.1	Distribuciones de temperatura.....	188
11.3.2	Campo de velocidades.....	192
11.3.3	Campo de presiones	196
11.4	CONCLUSIONES, MEJORAS Y LÍNEAS FUTURAS DE TRABAJO.....	199
12	BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.....	201

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Logo de BIOTRAFO, proyecto coordinado por el GITEP de la UC	17
Figura 3.1: Esquema básico de un transformador monofásico	24
Figura 3.2: Tipos de transformador según la disposición de su núcleo	25
Figura 3.3: Disposición de tipo cruciforme en la sección transversal de una columna en función de la potencia nominal	26
Figura 3.4: Tipos de devanados según su disposición	27
Figura 3.5: Vista de los aisladores pasantes en un transformador	28
Figura 3.6: Placa de características de un transformador	28
Figura 3.7: Esquema de un transformador monofásico ideal operando en carga	29
Figura 3.8: Balance de potencias en un transformador	30
Figura 3.9: Curva de rendimiento y pérdidas en un transformador en función del índice de carga	32
Figura 4.1: Transformador de tipo seco	35
Figura 4.2: Transformador refrigerado por baño en aceite	35
Figura 4.3: Esquema de la refrigeración ONAN	36
Figura 4.4: Esquema de la refrigeración ONAF	36
Figura 4.5: A la izquierda, sistema de refrigeración OFAF. A la derecha, sistema de refrigeración ODAF	37
Figura 4.6: Incendio en un transformador	40
Figura 4.7: Diseño de tanque sellado	41
Figura 4.8: A la izquierda, esquema del diseño con conservador. A la derecha, transformador trifásico con depósito de expansión en la central hidroeléctrica de Aguayo -Cantabria-	42
Figura 4.9: Esquema del sistema de sellado gas-aceite	43
Figura 4.10: Esquema del sistema Inertaire	43
Figura 4.11: Esquema del montaje de un Relé de Buchholz	44
Figura 5.1: Esquemática de un radiador de tipo FG	47
Figura 5.2: Diagrama de disipación típico de un radiador	50

Figura 5.3: Diagrama típico de coeficiente KN	51
Figura 5.4: Diagrama típico de coeficiente KP	51
Figura 5.5: Diagrama típico de coeficiente KDH	51
Figura 5.6: Layout típico para la prueba de disipación	54
Figura 6.1: Transformador de 420 kV llenado con éster natural en zona de ensayo, Nuremberg	59
Figura 6.2: Uso actual de los aceites refrigerantes	61
Figura 6.3: Variación de la humedad de saturación con la temperatura en los líquidos refrigerantes	66
Figura 6.4: Miscibilidad de los líquidos refrigerantes.....	68
Figura 6.5: Tensiones de ruptura de papel Kraft impregnado. A la izquierda, papel Kraft de 90 μm (1 kV/s). A la derecha, papel Kraft de 254 μm	71
Figura 6.6: Pulso de tensión de ruptura para varios líquidos dieléctricos	72
Figura 6.7: Pulso de tensión de ruptura para varios líquidos aislantes en función del tamaño del gap	73
Figura 6.8: Propiedades térmicas para el aceite mineral y varios líquidos alternativos	75
Figura 7.1: Transformador que aloja al radiador de estudio.....	83
Figura 7.2: A la izquierda, vista completa del radiador. En el medio, vista en alzado de un bloque de aletas. A la derecha, vista en perfil de un bloque de aletas.....	84
Figura 7.3: A la izquierda, uno de los bocetos 2D utilizados en la creación del panel. A la derecha, operación de extrusión del boceto	86
Figura 7.4: A la izquierda, primer panel con colectores. En el centro, panel intermedio. A la derecha, panel extremo con pletina de sujeción	87
Figura 7.5: Geometría en detalle ensamblada para el bloque de 3 paneles	88
Figura 7.6: Protuberancia en las proximidades del colector y simplificación.....	89
Figura 7.7: Zonas sollevadas en los pasos entre paneles y simplificación	89
Figura 7.8: Sección trapezoidal doble de un conducto y simplificación.....	90
Figura 7.9: Pletina de unión entre paneles.....	90
Figura 7.10: Geometría simplificada de las aletas del bloque radiador de 3 paneles	91

Figura 7.11: A la izquierda, selección de contornos de entrada y salida al volumen líquido. A la derecha, el dominio fluido en color lila.....	92
Figura 7.12: Boceto 2D a extruir para la creación de la geometría 3D prismática ...	93
Figura 7.13: Geometría objetivo vista en sus 3 dominios, de izquierda a derecha: aceite, paneles y aire	93
Figura 8.1: Distribución típica de temperaturas en el panel de un radiador	95
Figura 8.2: Convección natural en placa vertical.....	97
Figura 8.3: Densidades de los líquidos dieléctricos	108
Figura 8.4: Conductivades térmicas de los líquidos dieléctricos	110
Figura 8.5: Calor específico de los líquidos dieléctricos.....	112
Figura 8.6: Viscosidades dinámicas de los líquidos dieléctricos	113
Figura 8.7: Discretización de una variable continua	117
Figura 9.1: Diagrama de flujo típico en ANSYS Workbench para un proyecto.....	124
Figura 9.2: Áreas transversales de cada conducto tras seccionamiento con planos auxiliares	125
Figura 9.3: Creación de una parte durante la definición geométrica	126
Figura 9.4: Parámetros previos de creación de la malla	126
Figura 9.5: Mallado de los tres dominios que componen el radiador	128
Figura 9.6: Corte longitudinal del radiador mallado, donde se aprecia el "conformal mesh"	129
Figura 9.7: "Named Selections" para un modelo de 3 paneles	130
Figura 9.8: Launcher de FLUENT	131
Figura 9.9: Configuración en la pestaña "General" de FLUENT	132
Figura 9.10: Definición de la densidad del aceite mineral en la librería de materiales de FLUENT	133
Figura 9.11: Asignación del material correspondiente al dominio de los paneles del radiador.....	134
Figura 9.12: Condiciones de contorno en FLUENT.....	135
Figura 9.13: Configuración del método de solución en FLUENT	136
Figura 9.14: Tabla de "Design Points" o puntos de operación con parámetros de salida en el archivo de proyecto	138

Figura 10.1: Calle de Vórtices de von Kármán capturada en un plano longitudinal cortando a los colectores	140
Figura 10.2: Configuración de paneles de los autores Min-gu Kim et al. y coeficientes de película propuestos	141
Figura 10.3: Distribución de temperaturas a una temperatura del panel de 343 K en el modelo 2D desarrollado para el cálculo del coeficiente h_1 en modo ONAN	144
Figura 10.4: Distribución de temperaturas en el modelo 2D del canal entre paneles a una temperatura de 343 K destinado al apoyo del cálculo del coeficiente h_2 operando en modo ONAN.....	148
Figura 10.5: Variación del coeficiente de película con la coordenada axial en flujo interno	150
Figura 10.6: Longitudes térmicas de entrada determinadas por Shibani et al.....	151
Figura 10.7: Flujo de calor en función de la coordenada axial	152
Figura 10.8: Distribución de temperaturas en los paneles durante simulaciones previas: a la izquierda, modelo de un panel; a la derecha, modelo de dos paneles.	153
Figura 10.9: Modelos finales para el radiador en su arreglo de 3, 4, 5 y 6 paneles	157
Figura 11.1: Calor total disipado en el modelo de 3 paneles con aceite mineral....	160
Figura 11.2: Calor total disipado en el modelo de 3 paneles con éster natural.....	160
Figura 11.3: Salto térmico en el modelo de 3 paneles con aceite mineral	166
Figura 11.4: Salto térmico en el modelo de 3 paneles con éster natural.....	167
Figura 11.5: Caída de presión en el modelo de 3 paneles con aceite mineral.....	172
Figura 11.6: Caída de presión en el modelo de 3 paneles con éster natural	173
Figura 11.7: Coeficiente global de transferencia de calor en el modelo de 3 paneles con aceite mineral	178
Figura 11.8: Coeficiente global de transferencia de calor en el modelo de 3 paneles con éster natural	179
Figura 11.9: Distribución porcentual de flujos máscicos en el modelo de 3 paneles con aceite mineral y éster natural operando en modo ONAN	184
Figura 11.10: Distribución porcentual de flujos máscicos en el modelo de 3 paneles con aceite mineral y éster natural operando en modo ONAF	184

Figura 11.11: Distribución porcentual de flujos máscicos en el modelo de 5 paneles con aceite mineral y éster natural operando en modo ONAN	185
Figura 11.12: Distribución porcentual de flujos máscicos en el modelo de 5 paneles con aceite mineral y éster natural operando en modo ONAF	186
Figura 11.13: Distribución de temperaturas típica en el radiador a un determinado punto de operación. A la izquierda, temperaturas en los planos medios de cada panel. A la derecha, temperatura de la superficie externa de los paneles	188
Figura 11.14: Decaimiento exponencial de la temperatura en uno de los canales de un panel, a un determinado punto de operación	189
Figura 11.15: Distribuciones de temperatura a una temperatura de entrada de 343 K, velocidad de entrada 0,01 m/s y modo ONAN. Arriba, modelos de 3 y 6 paneles con aceite mineral. Abajo, modelos de 3 y 6 paneles con éster natural	190
Figura 11.16: Distribuciones de temperatura a una temperatura de entrada de 343 K, velocidad de entrada 0,01 m/s y velocidad del aire externo de 5 m/s. Arriba, modelos de 3 y 6 paneles con aceite mineral. Abajo, modelos de 3 y 6 paneles con éster natural	192
Figura 11.17: Campo de velocidades típico en el radiador a un determinado punto de operación. A la izquierda, velocidades en los planos medios de cada panel. A la derecha, líneas de corriente por los colectores	193
Figura 11.18: Campos de velocidades a una temperatura de entrada de 343 K, velocidad de entrada 0,01 m/s y modo ONAN. Arriba, modelos de 3 y 6 paneles con aceite mineral. Abajo, modelos de 3 y 6 paneles con éster natural	194
Figura 11.19: Campos de velocidades a una temperatura de entrada de 343 K, velocidad de entrada 0,01 m/s y a una velocidad del aire externo de 5 m/s. Arriba, modelos de 3 y 6 paneles con aceite mineral. Abajo, modelos de 3 y 6 paneles con éster natural	196
Figura 11.20: Campo de presiones en los planos medios de los paneles a un determinado punto de operación	197
Figura 11.21: Campos de presiones para un mismo punto de operación entre modelos de 3 y 6 paneles	198
Figura 11.22: Campos de presiones para un mismo punto de operación entre aceite mineral y éster natural en modelo de 3 paneles	198

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1: Significado de la primera letra del código de refrigeración	38
Tabla 4.2: Significado de la segunda letra del código de refrigeración	38
Tabla 4.3: Significado de la tercera letra del código de refrigeración	39
Tabla 4.4: Significado de la cuarta letra del código de refrigeración	39
Tabla 5.1: Impreso de características del radiador	48
Tabla 6.1: Principales propiedades físico-químicas de los líquidos refrigerante	69
Tabla 6.2: Comparativa de las tensiones de ruptura para diferentes fluidos dieléctricos	70
Tabla 6.3: Normativa internacional aplicable a los líquidos aislantes.....	80
Tabla 7.1: Características del transformador que aloja al radiador estudiado.....	83
Tabla 8.1: Densidad del aceite mineral	107
Tabla 8.2: Densidad del éster natural.....	108
Tabla 8.3: Conductividad térmica del aceite mineral.....	109
Tabla 8.4: Conductividad térmica del éster natural	109
Tabla 8.5: Calor específico del aceite mineral.....	111
Tabla 8.6: Calor específico del éster natural	111
Tabla 8.7: Viscosidad dinámica del aceite mineral.....	113
Tabla 8.8: Viscosidad dinámica del éster natural	113
Tabla 9.1: Lista de valores seleccionados para los parámetros de entrada.....	136
Tabla 10.1: Valores del coeficiente h1 operando en modo ONAN	144
Tabla 10.2: Valores del coeficiente h1 operando en modo ONAF	146
Tabla 10.3: Valores del coeficiente h2 operando en modo ONAN	148
Tabla 10.5: Valores del coeficiente h2 operando en modo ONAF	152
Tabla 10.6: Flujos de calor determinados durante la simplificación del dominio sólido	155

Tabla 10.7: Parámetros y diferentes mallas en el estudio de independencia de la malla	156
Tabla 10.8: Diferencias porcentuales entre mallas para los valores registrados....	156
Tabla 11.1: Comparativa del calor total disipado entre modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con aceite mineral	163
Tabla 11.2: Comparativa del calor total disipado entre modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con éster natural	164
Tabla 11.3: Comparativa global entre aceite mineral y éster natural para el calor evacuado.....	165
Tabla 11.4: Comparativa de saltos térmicos entre los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con aceite mineral	169
Tabla 11.5: Comparativa de saltos térmicos entre los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con éster natural	170
Tabla 11.6: Comparativa global entre aceite mineral y éster natural para el salto térmico	171
Tabla 11.7: Comparativa de la caída de presión entre los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con aceite mineral.....	175
Tabla 11.8: Comparativa de la caída de presión entre los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con éster natural	176
Tabla 11.9: Comparativa global entre aceite mineral y éster natural para la caída de presión	177
Tabla 11.10: Comparativa entre los coeficientes globales de transferencia de calor para los modelos de 2, 3, 4, 5 y 6 paneles con aceite mineral.....	181
Tabla 11.11: Comparativa entre los coeficientes globales de transferencia de calor para los modelos de 2, 3, 4, 5 y 6 paneles con éster natural	182
Tabla 11.12: Comparativa global entre aceite mineral y éster natural para el coeficiente global de transferencia de calor	183

1 INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL TRABAJO

Con el advenimiento de las tecnologías industriales y de la dependencia energética desde la revolución industrial hasta la actualidad, la constante actualización y adecuación de las tecnologías existentes ha constituido uno de los factores más importantes a la hora de poder saldar la creciente necesidad energética de nuestra sociedad. Dentro de esta necesidad, cobra un gran protagonismo la energía eléctrica, con una demanda in crescendo que compele a la ingeniería eléctrica a idear nuevas metodologías y a consolidar las ya existentes, en aras de una cada vez mayor minimización de las pérdidas en su transporte y distribución, explotando de la manera más eficiente los recursos existentes.

De entre todos los elementos que, producto de lo anterior, hoy en día erigen cualquier sistema eléctrico de potencia, es la figura del transformador eléctrico la que goza de una relevancia significativa. Su implantación y continuo desarrollo condujo a la viabilidad práctica y económica del transporte de la energía eléctrica a grandes distancias, al verse reducidas drásticamente las pérdidas asociadas a este proceso. No obstante, un transformador, como cualquier otro tipo de máquina eléctrica, experimenta unas pérdidas derivadas de su operación en forma de calor que contribuyen al calentamiento de las diferentes partes de la máquina. Es vital mantener las temperaturas de funcionamiento dentro de un rango adecuado si se desea evitar un degradado prematuro de los aislamientos y, con ello, una vida operativa exigua. Es por ello que, los transformadores, disponen de sistemas de refrigeración concienzudamente diseñados que se encargan de disipar el calor generado en las partes activas. En función de la potencia nominal de la máquina, son diferentes los medios de refrigeración empleados, pudiendo hacer uso del propio aire ambiente en el caso de transformadores pequeños o mediante el baño en aceite en el caso de transformadores de potencia haciendo uso de una cuba o tanque. En estos últimos, el medio dieléctrico y refrigerante más empleado durante ya más de un siglo es el aceite mineral, debido fundamentalmente a su buena relación calidad/precio. Sin embargo, con el aumento de exigencia en ciertas aplicaciones se destaparon inconvenientes –fundamentalmente debidos por su bajo punto de ignición-, que abrieron la veda a la búsqueda de soluciones.

Esta búsqueda motivó la aparición de una línea de investigación con el objetivo de sustituir el aceite mineral por algún fluido alternativo que fuese capaz de igualar o incluso mejorar las capacidades refrigerantes y aislantes de este, en las variadas aplicaciones de un transformador. No obstante, la búsqueda de un líquido que cumpliera esas premisas a un precio razonable es un proceso de elevada complejidad que aún hoy en día perpetúa en las labores investigadoras de varios grupos de investigación alrededor del mundo. Entre estos grupos se encuentra el GITEP o Grupo de Investigación en Transformadores Eléctricos de Potencia de la Universidad de Cantabria, coordinador de BIOTRAFO, proyecto de colaboración internacional entre diferentes entidades de la industria del transformador e investigadoras. Este proyecto tiene como objetivo principal la obtención de nuevos diseños que permitan extender la aplicabilidad de los líquidos alternativos en transformadores, mediante el estudio multidisciplinar y la expansión del conocimiento actual sobre estos líquidos.



Figura 1.1: Logo de BIOTRAFO, proyecto coordinado por el GITEP de la UC

[Fuente: <https://www.biotrafo.unican.es/>]

Como se dijo anteriormente, con el aumento de la potencia nominal los transformadores son bañados en un líquido dieléctrico mediante su inmersión en una cuba. Para poder evacuar el calor generado en las partes activas, el radiador entra escena como uno de los primeros agentes del sistema de refrigeración. En función de la potencia nominal, se encuentran diferentes modos de llevar ésta a cabo; no obstante, son los modos ONAN y ONAF los más extendidos y estudiados, sobre todo para transformadores de potencia nominal moderada. Cuando el transformador funciona en modo ONAN, el aceite bañando a la máquina asciende al absorber el calor de las partes activas por efecto de las fuerzas de flotabilidad propias del fenómeno de la convección natural, entrando al radiador por la parte superior. En el radiador, disipan este calor al exterior y se enfrían volviendo a la parte inferior de la cuba, calentando a su vez el aire externo y fluyendo este igualmente por efecto de la

convección natural. Cuando el transformador opera en modo ONAF, son unos ventiladores los que fuerzan el flujo de aire exterior, aumentando la transferencia de calor y con ello el calor disipado.

Es muy importante que el fabricante del transformador tenga un conocimiento detallado de cómo se conduce y disipa el calor en los radiadores. La identificación de los componentes que comprenden los principales cuellos de botella en el proceso de disipación de calor permite mejorar el diseño donde más se necesita. Para evacuar una determinada cantidad de calor, un mejor diseño permite reducir el tamaño y el peso de la máquina, mejorando así su eficiencia y vida útil, reduciendo los costos de fabricación. Un conocimiento detallado implica en ocasiones adentrarse en las entrañas del radiador, analizando la dinámica del flujo del aceite y su distribución de temperaturas, entrando en juego herramientas como lo es la CFD o dinámica de fluidos computacional. Mediante la CFD, el analista es capaz de resolver las ecuaciones que gobiernan en el movimiento del fluido -Navier-Stokes- mediante métodos numéricos, obteniendo lo que se conoce como un modelo termo-hidráulico con el que replicar en muy buena aproximación los fenómenos de transferencia conjugada de calor y, en definitiva, la operación del radiador empíricamente.

El trabajo experimental y numérico registrado en la literatura sobre la capacidad refrigerante de los radiadores es, no obstante, limitado. Es por ello que, en el presente trabajo, se busca realizar los primeros pasos en la obtención de un modelo termo-hidráulico del radiador de un transformador de distribución perteneciente al Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria.

Al igual que en la mayoría de los trabajos realizados por otros autores, el estudio se limita al radiador como tal, no teniendo en cuenta las partes activas del transformador. Es decir, en el modelizado no se contemplará el circuito termo-hidráulico completo seguido por el líquido refrigerante. Esto implica desconocer el comportamiento de este líquido en las partes activas del transformador y con ello, cuáles son sus condiciones térmicas e hidráulicas a la entrada del radiador, las cuales pueden expresarse por medio de dos parámetros: velocidad y temperatura de entrada. Otro de los inconvenientes es que no se tiene ningún dato experimental con el cual conocer cuál es el punto de operación del radiador a diferentes condiciones de servicio del transformador, en términos de esos parámetros. Esto puede verse si hacemos una analogía con las curvas características de una instalación hidráulica: conocemos cual

es la curva resistente introducida por el radiador, pero desconocemos la curva característica asociada a la convección natural interna y, con ello, el punto de corte entre ambas, que sería el punto de operación. Estudios posteriores en este ámbito necesitarán ser combinados con estudios experimentales de cara a poder validar correctamente el modelo, siendo una de las líneas futuras de trabajo.

Por tanto, se decide por el enfocar el trabajo a estudiar más bien el comportamiento del radiador en estado estacionario para múltiples puntos de operación, definidos por cuatro de sus parámetros más determinantes: velocidad y temperatura de entrada del líquido y velocidad y temperatura del aire ambiente exterior (v_{in} , T_{in} , v_{air} , T_{∞}). Con ello, al final estamos contemplando diferentes posibilidades en términos de operación que se pudieran dar en el radiador operando en modo ONAN u ONAF, como elemento generalmente intercambiable entre diferentes máquinas -o lo que es lo mismo, diferentes puntos de operación-. Seleccionando valores para estos parámetros en base a experiencias previas de otros autores, se puede realizar combinaciones entre ellos, resultando de cada combinación un punto de operación. Se tiene finalmente un gran estudio en forma de barrido paramétrico del cual, si extraemos para cada punto valores representativos del funcionamiento del radiador –flujos de calor, saltos térmicos, caídas de presión...-, podemos obtener una visión general de su comportamiento. Este comportamiento se compara entre dos líquidos refrigerantes: un aceite mineral y un éster natural, líquido dieléctrico biodegradable. Además, se estudia cual sería el efecto de añadir un mayor número de paneles a la configuración inicial.

Para servir como apoyo a este estudio, se parte del conocimiento básico que se tiene del transformador como máquina eléctrica, hablando sobre sus aspectos constructivos, sistemas de refrigeración y los líquidos empleados actualmente como medios dieléctricos y refrigerantes. Seguidamente, se exponen detalles relacionados con la normativa aplicable a radiadores de transformadores de potencia para, finalmente, entrar de lleno en todo lo relacionado a la elaboración del modelo termo-hidráulico objeto de este trabajo.

Como se ha dicho, la técnica empleada en su resolución se trata de la dinámica de fluidos computacional –CFD-, por medio del código comercial ANSYS FLUENT. No obstante, los resultados que se obtengan con esta técnica pretenden servir de apoyo a la posterior elaboración de un modelo que utilice técnica THNM o de modelado de

redes termo-hidráulicas, de gran relevancia puntera en las líneas investigadoras de BIOTRAFO y del mundo investigador en torno a transformadores en general. Esta técnica elabora redes hidráulicas y térmicas haciendo uso de las analogías propias con elementos de circuitos térmicos y eléctricos, obteniendo un modelo de parámetros concentrados. Se tiene así un menor número de ecuaciones a resolver y, por lo tanto, un mucho menor gasto computacional de la mano de rápidos tiempos de cálculo; sin embargo, se sacrifica cierta precisión en los resultados obtenidos en comparación con aquellos que se pudieran obtener haciendo uso de CFD.

Con todo esto dicho, el alcance del presente trabajo puede sintetizarse en la obtención del modelo termo-hidráulico de un radiador mediante técnicas CFD en el que simular múltiples puntos de funcionamiento para estudiar su comportamiento en estado estacionario en términos de sus variables más representativas, realizándose una comparativa entre dos líquidos dieléctricos y estudiando adicionalmente el efecto de la adición de un mayor número de paneles.

2 ESTADO DEL ARTE

En este apartado se busca exponer un breve resumen de las diferentes publicaciones y artículos en revistas científicas de algunos de los autores envueltos en la investigación del comportamiento de radiadores en transformadores, que permiten establecer los cimientos del presente trabajo.

En el año 2012, los autores Min-gu Kim, Sang Moon Cho y Joong-Kyoung Kim, publicaron un artículo en el que se estudió el comportamiento del radiador de un transformador funcionando en modos ONAN y ODAN. El objetivo de este estudio era el determinar experimentalmente la capacidad refrigerante de dicho radiador y realizar la comparación con dos técnicas de estimación: CFD y cálculos analíticos. En primer lugar, fue desarrollado un modelo de cálculo analítico simplificado, con el que determinar magnitudes tales como la distribución de temperaturas o capacidad refrigerante en el radiador. Con este modelo se pudo comprobar que, en efecto, un aumento de la velocidad del flujo a la entrada implicaba una disminución del salto térmico entre la entrada y la salida del radiador. Adicionalmente, se pudo comprobar como, de no incrementarse cuantitativamente el flujo volumétrico de aceite, no existiría una diferencia palpable en el calor disipado –de 0,001 m³/s a 0,004 m³/s se aumentaba en un 7% este-. Estos resultados fueron verificados con una simulación mediante técnica CFD, obteniendo un buen acuerdo con los anteriores resultados - 17% de incremento de calor disipado para una misma diferencia entre caudales como en el modelo de cálculo-. Por último, se pudo comprobar como los resultados experimentales encajaban con las predicciones anteriores, obteniendo un incremento del calor disipado del 20% entre modos ONAN y ODAN.

En el año 2016, Gustavo Ríos Rodríguez *et al.*, publicaron un artículo en el que se presentaba el estudio del radiador de un transformador de 30 MVA, con el objetivo de poner a prueba su diseño bajo operación en modo ONAN e intentar obtener un modelo termo-hidráulico replicante que pudiera servir en futuras optimizaciones. La metodología seguida en el análisis consistió, en primer lugar, en la elaboración de un modelo reducido a base de formulaciones analíticas y semi-empíricas cuyos resultados sirvieran, seguidamente, como condiciones de contorno en la creación de un modelo 3D termo-hidráulico detallado de uno de los paneles del radiador, del cual obtener con precisión variables clave en su comportamiento como flujos máscos en

los canales de refrigeración, calor disipado o la distribución de temperaturas en la superficie del panel, entre otros. A su vez, esta distribución de temperaturas sería utilizada como referencia para todos los paneles en la simulación del modelo completo del radiador, en el que solamente se daría cuenta de la transferencia de calor por convección, obteniendo valores más precisos de los coeficientes de película que pudieran reemplazar en el modelo semi-analítico a los valores previamente obtenidos mediante formulaciones empíricas, mejorando la precisión de los resultados. Todos los cálculos arrojados por la vertiente numérica del estudio fueron comparados con valores obtenidos en una plataforma experimental diseñada a tal efecto, evaluando la precisión de los primeros. Se llegó a la conclusión de que esta metodología era capaz de evaluar con precisión algunas variables características del problema; sin embargo, fueron registradas mayores incertidumbres en la evaluación de otros parámetros como la velocidad del aire entre paneles o la distribución de temperaturas en la superficie de estos. Adicionalmente, del análisis realizado en el diseño actual del radiador se obtuvo un comportamiento de extrema relevancia en nuestro trabajo: los cálculos presentados con el modelo reducido mostraron que el coeficiente de transferencia de calor en el aceite era unas diez veces mayor al existente en el aire. Esto implicaba que, aunque se tuviese un elevado incremento del flujo másico del aceite, el calor disipado no aumentaría acorde. En definitiva, una de las conclusiones finales que se obtuvieron fue que el cuello de botella en la disipación de calor de un radiador se debe al bajo coeficiente de película presentado por el aire cuando el transformador opera en modo ONAN.

En el año 2016, los autores Sachin B. Paramane, Wim Van der Veken y Atul Sharma, publicaron un artículo en el que presentan el estudio experimental y numérico de una configuración radiador-ventilador funcionando en modo ONAN y ONAF. Para la realización del ensayo experimental, fue creada una plataforma en interior consistente en un grupo de 5 bloques radiadores con 27 aletas cada uno y dos ventiladores de 1 m de diámetro, mientras que, para el análisis numérico, fue empleado un código comercial de CFD -ANSYS CFX-. En la vertiente experimental se registraron variables clave en el comportamiento del radiador, tales como calor disipado total –a través de los valores registrados una vez alcanzado el estado estacionario-, flujos másicos a la entrada o temperaturas a la entrada y a la salida de cada bloque radiador. Los autores fueron capaces de obtener un buen acuerdo entre los valores experimentales y

numéricos para el calor disipado por los radiadores, con unas diferencias porcentuales máximas del 18% para un modo ONAN y del 17% para modo ONAF. Adicionalmente, se realiza un análisis numérico extra para estudiar el efecto de emplear o bien una dirección de flujo de aire de ventilación horizontal o vertical en la capacidad de refrigeración, registrando un 6,1% más de calor disipado para la primera de ellas. Se comprueba como la temperatura media del aceite dentro de los radiadores decae siguiendo una ley exponencial, en contraste a la tradicionalmente asumida ley lineal para todas las configuraciones de refrigeración. Un fenómeno importante registrado por estos autores es la influencia del modo refrigeración en el reparto de flujo másico por los paneles, teniendo como en modo ONAN el reparto es prácticamente equitativo para cada panel y como en modo ONAF se produce un efecto de campana, teniendo el menor reparto en los paneles directamente afectados por el cono de aire del ventilador.

3 EL TRANSFORMADOR ELÉCTRICO DE POTENCIA

3.1 DEFINICIÓN

Un transformador se define como una máquina eléctrica estática que, haciendo uso de dos arrollamientos de cobre -primario y secundario- y un núcleo de material ferromagnético, permite la transmisión de la energía eléctrica desde un sistema a una determinada tensión e intensidad a otro de tensión e intensidad diferentes a la misma frecuencia, por medio de un campo electromagnético alterno. Este procedimiento se lleva a cabo sin la necesidad de existir un contacto galvánico entre arrollamientos.

La implantación de estos elementos hizo del transporte de energía eléctrica a largas distancias una operación factible y económica -mantenimiento reducido acompañado de un elevado rendimiento en comparación a las máquinas eléctricas rotativas-. Con el aumento de la tensión, los transformadores se aseguran de que la intensidad que circule por las líneas eléctricas disminuya, limitando drásticamente las pérdidas en el transporte y haciendo de este un proceso más económico, al poder reducir la sección de los conductores. Como ya se indicó, en calidad de máquina eléctrica estática, la no existencia de partes móviles permite alcanzar rendimientos cercanos al 100%.

3.2 ASPECTOS CONSTRUCTIVOS DE UN TRANSFORMADOR

Un transformador al uso se encuentra constituido por dos conductores arrollados sobre un núcleo de material ferromagnético con una alta permeabilidad. Los arrollamientos suponen la entrada y salida de potencia del transformador, conociéndose con el nombre de devanados. Se distinguen los siguientes componentes principales: núcleo, devanados, sistema de refrigeración y aisladores pasantes de salida.

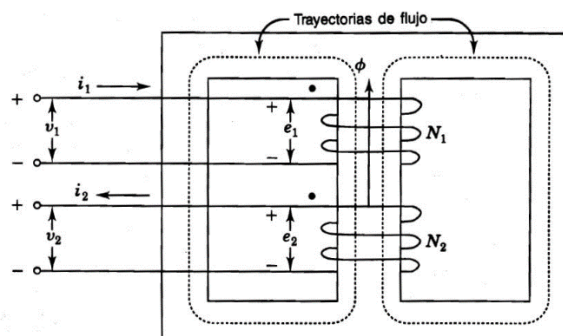


Figura 3.1: Esquema básico de un transformador monofásico [19]

3.2.1 Núcleo

El núcleo del transformador da forma a lo que denominamos su circuito magnético, constituido por chapas ferromagnéticas eléctricamente aisladas de acero al silicio - con un contenido de entre un 3% y un 5%-, también llamadas chapas magnéticas. Este aleado nos permite, por un lado, reducir las pérdidas por histéresis y, por otro, aumentar la resistividad del acero, incurriendo así en una mejora del rendimiento al verse reducidas las corrientes parásitas. El silicio cuida, además, de dar estabilidad a la chapa, dotándola de una alta resistencia al envejecimiento –por acción continuada del calor producido por las pérdidas-. En la actualidad, entra en escena la llamada chapa magnética de grano orientado o de laminación en frío, sometida a un tratamiento químico especial denominado “carlite”, el cual las dota de una capa aislante muy fina que reduce considerablemente las pérdidas en el hierro.

En el circuito magnético distinguimos las columnas y las culatas. Sobre las primeras se disponen los devanados, sirviendo las culatas como elemento de unión entre columnas. Los espacios “al aire” entre las columnas y las culatas, atravesados por los devanados, reciben el nombre de ventanas del núcleo.

Atendiendo a la disposición relativa entre el núcleo y los devanados, clasificamos los transformadores en acorazados, en los que los segundos están en su mayor parte envueltos por el primero; y de columnas, en los que son los devanados los que rodean casi por completo al núcleo magnético. Una disposición en columnas se caracteriza por ser más simple en construcción y por tener una mejor adaptación a las altas tensiones, siendo la superficie a aislar más reducida. Por su parte, una disposición acorazada del transformador facilita una mayor sujeción mecánica de las espiras.

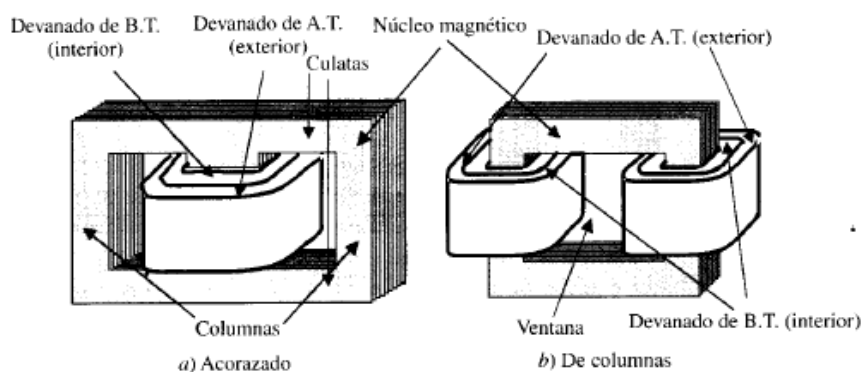


Figura 3.2: Tipos de transformador según la disposición de su núcleo [19]

La sección transversal de las columnas es otro de los aspectos a resaltar en un núcleo magnético. En los transformadores pequeños esta presenta una forma cuadrada; sin embargo, con el aumento de la potencia nominal y con objeto de fomentar un aprovechamiento más eficiente del espacio interior de los devanados –de sección circular-, la sección transversal adopta la forma de un polígono escalonado, con un número de escalones que es tanto mayor cuanto más elevada sea la potencia nominal del transformador. Este tipo de disposición recibe el nombre de cruciforme.

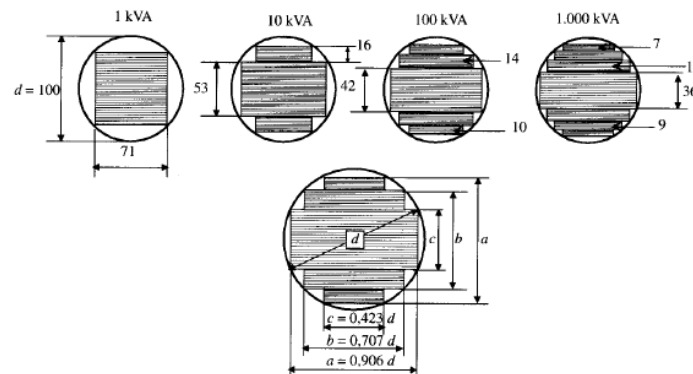


Figura 3.3: Disposición de tipo cruciforme en la sección transversal de una columna en función de la potencia nominal [19]

3.2.2 Devanados

Los devanados son los elementos constituyentes del circuito electrocinético del transformador. Esencialmente, no son más que arrollamientos de conductores de cobre de sección circular -en hilos con un diámetro inferior a 4 mm-, o de sección rectangular -pletinas- para mayores dimensiones. Se encuentran revestidos por una capa aislante, generalmente barniz en los pequeños transformadores y, en el caso de pletinas, formada por una o varias capas de fibra de algodón o cinta de papel.

Como parámetro principal en lo que a su función básica se refiere, se tiene el número de espiras; no obstante, el cómo éstos se disponen goza igualmente de interés. Atendiendo a esto último, distinguimos entre devanados concéntricos o alternados. En los devanados concéntricos o por capas, los bobinados presentan una forma de cilindros coaxiales separados por un cilindro de material aislante de cartón o papel baquelizado. Por su mayor facilidad a la hora de ser aislado, es el devanado de B.T. el que generalmente se dispone más cerca del núcleo. En los devanados alternados los arrollamientos se subdividen en secciones, también conocidas como galletas, con

una disposición tal que las partes de los devanados de A.T. y B.T. se van sucediendo de forma alternada a lo largo de la columna. De cara a reducir el flujo de dispersión, es frecuente que en cada extremo se disponga media bobina, perteneciendo esta generalmente al arrollamiento de B.T., por motivos de aislamiento.

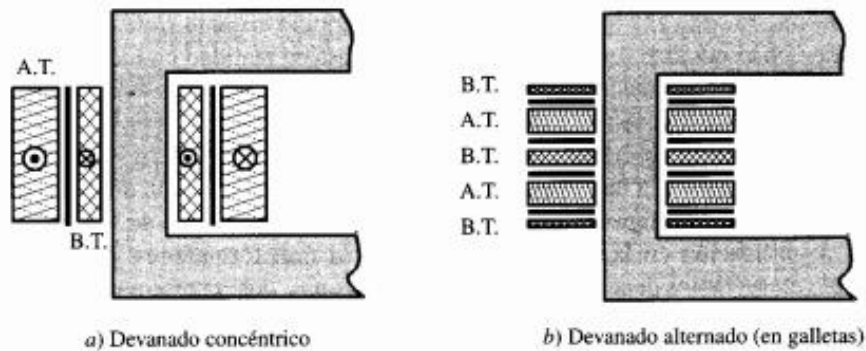


Figura 3.4: Tipos de devanados según su disposición [19]

3.2.3 Sistema de refrigeración

Las pérdidas existentes en un transformador, ya sea en el núcleo, arrollamientos u otros elementos, dan lugar al calentamiento de la máquina, el cual debe ser restringido para no comprometer la vida de los aislamientos de los devanados. Para transformadores pequeños, es el propio aire ambiental el encargado de la refrigeración de la máquina, aspecto a tratar en apartados posteriores.

Con el aumento de la potencia nominal del transformador, la parte activa -núcleo y devanados- es introducida en una cuba con un líquido refrigerante, que absorbe el calor principalmente mediante mecanismos de convección y radiación. Las condiciones de diseño de la cuba deben de ser tales que permitan, entre otras cosas, un cerrado hermético, soportar el vacío absoluto sin deformarse y servir como bastidor para los enfriadores, bombas de aceite, ventiladores y otros accesorios.

3.2.4 Aisladores pasantes

Los bornes de los transformadores son llevados al exterior de la cuba por medio de unos pasantes -pasatapas- de porcelana, bañados internamente por aire o aceite. Con las altas tensiones surge un fuerte campo eléctrico entre el conductor terminal y el borde del orificio en la tapa superior de la cuba. Para evitar la perforación del aislador, éste se diseña con una serie de cilindros que rodean la borna metálica dentro

del espacio cerrado que contiene el aceite. Cuanto mayor es la tensión, mayor será la altura del pasatapas. Esto hace sencillo el distinguir entre los aisladores de A.T. y B.T., siendo de mayor altura los primeros.



Figura 3.5: Vista de los aisladores pasantes en un transformador [Fuente: Google Imágenes]

3.2.5 Placa de características

La placa de características de un transformador constituye su elemento identificador. Se trata de una lámina metálica serigrafiada en la que se incluyen datos tales como potencia nominal, tensiones nominales, frecuencia e impedancia equivalente en tanto por ciento -o caída de tensión relativa de cortocircuito-. Se representa, además, el esquema de conexiones internas, tensiones de las tomas –en caso de disponer el transformador de tomas de regulación-, la especificación del tipo de transformador, clase de refrigeración, nombre del fabricante, serie, código y en algunos casos referencias a las instrucciones de funcionamiento.

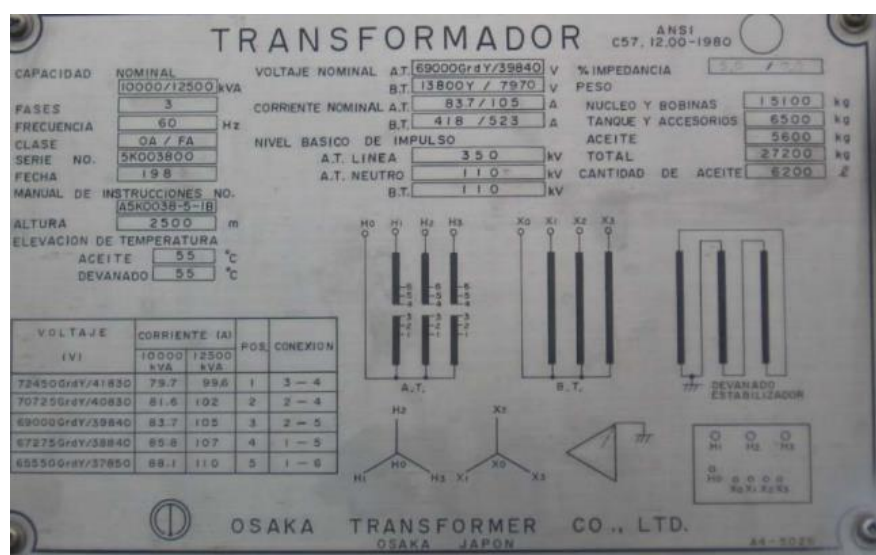


Figura 3.6: Placa de características de un transformador [Fuente: Google Imágenes]

3.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO COMO MÁQUINA IDEAL

El funcionamiento de un transformador tiene sus raíces en las leyes de la inducción electromagnética. Cuando en uno de los devanados del transformador imponemos una tensión alterna sinusoidal, circulará por él una corriente alterna la cual hace que por el núcleo circule a su vez un flujo magnético alterno. La variación periódica de este flujo hace que en los arrollamientos se induzcan fuerzas electromotrices conforme a la ley de Faraday y con unas polaridades tales que verifiquen la ley de Lenz, de oposición al cambio de flujo. Estas fuerzas electromotrices, como dicta Faraday, son proporcionales a la variación instantánea del flujo y al número de espiras del devanado. Por tanto, circulando el mismo flujo por primario y secundario, se tendrán dos fuerzas electromotrices distintas en los devanados vinculadas entre sí por su relación de espiras.

De conectar una carga al secundario del transformador, surgirá por este una corriente que dará lugar a una fuerza magnetomotriz desmagnetizante. Manteniendo invariante la tensión de suministro, la fuerza electromotriz inducida en el primario permanecerá fija, permaneciendo a su vez invariante el flujo por el núcleo. De acuerdo a lo anteriormente deducido, la fuerza electromotriz inducida en el secundario debe permanecer igualmente fija. Esto obliga a que en el primario del transformador se tenga una fuerza magnetomotriz igual y en oposición a la ya existente en el secundario, con la consiguiente corriente en el primario. Todo esto nos permite deducir la siguiente relación entre tensiones y corrientes de primario y secundario, conocida como la relación de transformación:

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{I_2}{I_1} = \frac{N_1}{N_2} = m \quad (1)$$

Si estudiásemos la potencia en ambos devanados, se vería que, en efecto, esta se mantiene constante. Esto justifica el hecho de que, el transformador, visto como una máquina ideal, no consume potencia.

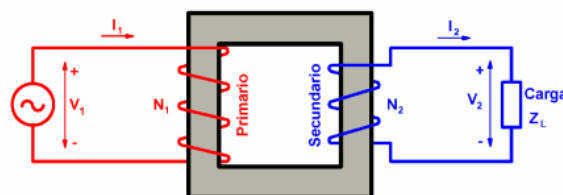


Figura 3.7: Esquema de un transformador monofásico ideal operando en carga [21]

3.4 BALANCE DE POTENCIAS Y RENDIMIENTO

Sea un transformador real operando en carga, en el que es inyectada una potencia P_1 por su primario. Por su devanado secundario se entregará una determinada potencia P_2 de valor inferior a la entrante por el devanado primario. Cuando se hablaba del transformador como una máquina ideal, se dedujo que esta no consumía potencia. Sin embargo, en la práctica esto no es así, disipándose parte de la potencia dentro del transformador en forma de calor en el cobre de los devanados y núcleo ferromagnético. Son lo que se conoce como pérdidas del transformador, responsables del incremento de la temperatura y de su reducción de rendimiento.

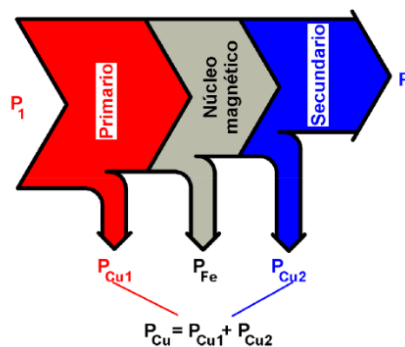


Figura 3.8: Balance de potencias en un transformador [21]

3.4.1 Pérdidas en un transformador

En calidad de máquina eléctrica real, un transformador experimenta los siguientes tipos de pérdidas: pérdidas en el hierro -debidas a la histéresis y corrientes parásitas o de Foucault-, pérdidas en el cobre -por efecto Joule-, pérdidas por corrientes inducidas en el tanque o cuba y pérdidas adicionales debidas a componentes mecánicos auxiliares y a la naturaleza no-lineal de las cargas y del propio núcleo magnético.

Las pérdidas en el hierro se fragmentan en dos variantes: por un lado, las debidas a la histéresis y, por otro, las debidas a las corrientes de Foucault o parásitas. La continua variación temporal del flujo magnético, tanto en valor como en dirección, estimula la generación de calor por efecto de la histéresis del material ferromagnético. Se conoce que estas pérdidas son dependientes tanto de la naturaleza del material magnético -área de su ciclo de histéresis-, como de la frecuencia del suministro -red- y la amplitud de la inducción magnética.

Como bien sabemos, una variación periódica del flujo magnético acarrea consigo una fuerza electromotriz. Esto da lugar a la inducción en el núcleo de unas corrientes parásitas que contribuyen a la generación de calor en el mismo, conocidas como corrientes de Foucault. Las pérdidas de potencia ocasionadas por este efecto pueden ser notables, razón por la que el hierro empleado en el circuito magnético no es macizo, si no laminado en forma de chapas magnéticas de pequeño espesor aisladas eléctricamente entre sí. Esto hace que la trayectoria de las corrientes parásitas quede confinada en las pequeñas secciones transversales de las chapas, limitando así cuantiosamente las pérdidas asociadas.

Las pérdidas en el cobre surgen a consecuencia de la resistividad intrínseca a los arrollamientos de los devanados primario y secundario. Por efecto Joule, se disipa un calor en los devanados proporcional al cuadrado de la intensidad que los circula y a la respectiva resistencia del conductor.

Como se indicó anteriormente, un transformador puede estar inmerso en un tanque o cuba de un material determinado. En un transformador real, existen flujos magnéticos que se extravían desde ambos devanados, los cuales, al interactuar con el material de dicho contenedor, originan corrientes inducidas que, en última instancia, ocasionan pérdidas adicionales, aunque relativamente de menor valor.

En los grandes transformadores de potencia, frecuentemente necesitados de elementos auxiliares en su refrigeración o funcionamiento -bombas o ventiladores-, cabe tener en cuenta las posibles pérdidas mecánicas que pudieran ocasionar dichos elementos. Además, la existencia de cargas no lineales -electrónica de potencia, televisores, ordenadores...- y la propia naturaleza no-lineal del núcleo ferromagnético dan lugar a la generación de componentes armónicas que contribuyen a las pérdidas a través de corrientes parásitas y pérdidas por efecto piel, histéresis...

3.4.2 Rendimiento de un transformador

El rendimiento, como en cualquier máquina eléctrica, es definido como el cociente entre la potencia útil o cedida en bornes de la carga -secundario- y la potencia total o inyectada al primario, es decir:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_p} \quad (2)$$

Como vemos, la potencia inyectada en el primario es expresada como la suma de la potencia entregada en el secundario más las pérdidas, siendo esta una forma aceptada que satisface el balance energético.

Pese a existir pérdidas, un transformador en condiciones normales de operación alcanza eficiencias muy elevadas, por lo general superiores al 99%, significando las pérdidas entre el 0,5 y el 1% de la potencia nominal de la máquina. En los grandes transformadores de potencia, esta puede ser incluso superior al 99,5%.

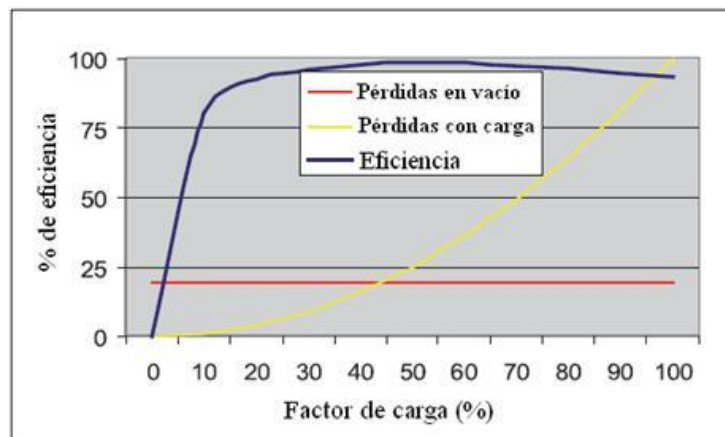


Figura 3.9: Curva de rendimiento y pérdidas en un transformador en función del índice de carga [Fuente: <http://hrudnick.sitios.ing.uc.cl>]

Fijándonos en la Figura 3.9, se observa que el rendimiento en un transformador se mantiene prácticamente constante en condiciones de servicio cercanas a las nominales, disminuyendo bruscamente con la reducción de la carga y ligeramente al aumentarla. Esto último se debe a que las pérdidas magnéticas se mantienen constantes, mientras que las pérdidas eléctricas aumentan con la carga.

3.5 CALENTAMIENTO DEL TRANSFORMADOR

Como se explicaba en el anterior apartado, las pérdidas que experimenta un transformador durante su operación se manifiestan en forma de un calor que conduce al calentamiento de la máquina y a una ligera reducción en su rendimiento, debiendo ser limitado. Este calor, procedente de devanados y núcleo, es evacuado principalmente mediante mecanismos de convección y radiación al exterior.

En el transitorio desde su conexión hasta el régimen de servicio, la temperatura y el calor generado en la máquina se van incrementando gradualmente hasta alcanzar el régimen estacionario de funcionamiento, momento en el que permanecerán

invariantes. Las características térmicas mostradas por el transformador en operación definen las condiciones de diseño de la carga a la que este podrá trabajar, así como las de selección de los materiales aislantes que mejor contribuyan a su funcionamiento. El aislamiento más empleado consiste en un material poroso de celulosa impregnado con líquido aislante.

El hecho de que un transformador se vea sometido a temperaturas por encima de las presentadas en su régimen de servicio conlleva una serie de efectos nocivos que afligen a su funcionamiento y a su vida útil. Un efecto conocido es la aparición de los llamados hot-spots, zonas con picos locales de temperatura especialmente dañinas para el material aislante que fomentan una rápida degradación del mismo y, por tanto, una drástica reducción de la vida en servicio del transformador. Por norma general, el aumento de la temperatura 10°C por encima de la de servicio implica acortar por la mitad la vida útil de un aislante, y viceversa.

Por otro lado, también se decía que las características térmicas del transformador determinaban su capacidad nominal. Se sabe que el calor producido por las pérdidas en el hierro es dependiente del valor pico del flujo mutuo por el núcleo, es decir, depende de la tensión aplicada. Por otra parte, el calor disipado en los devanados depende de la corriente que los recorre. En consecuencia, para mantener la temperatura del transformador a un nivel tolerable, se deben establecer unos niveles adecuados tanto de tensión aplicada como de corriente absorbida por la carga. Estos límites son los que se conocen como tensión y corriente nominal del transformador. La potencia o capacidad nominal del transformador, expresada en términos de potencia aparente, se deriva del producto de los anteriores parámetros.

Todo lo anteriormente meditado nos lleva a reconocer la importancia del sistema de refrigeración de un transformador. Mediante el diseño de una refrigeración eficiente se conseguirá que el transformador opere a un rendimiento aceptable, alcance una vida útil óptima y se evite cualquier peligro que afecte a su seguridad e integridad. Conocer de forma precisa la distribución de temperaturas en un transformador es de vital importancia para conseguir todo lo anterior.

Fuentes consultadas en la redacción general del capítulo: [12], [14], [19], [20] y [21].

4 REFRIGERACIÓN DE TRANSFORMADORES

4.1 INTRODUCCIÓN

El calor generado por las pérdidas en un transformador debe ser evacuado a fin de evitar que elementos de la máquina como núcleo o devanados alcancen temperaturas críticas que contribuyan al deterioro del aislamiento.

Es por ello que, los transformadores, con objeto de conservar la fuerza dieléctrica y mecánica de sus aislantes y, con ello, un funcionamiento en condiciones óptimas, disponen de sistemas de refrigeración. En función de la potencia nominal de la máquina, distintos elementos deberán ser empleados para lograr una adecuada refrigeración, tales como radiadores, ventiladores o bombas de circulación.

4.2 TIPOS DE REFRIGERACIÓN

Los mecanismos de transferencia de calor que actúan en la refrigeración de un transformador son tres: conducción, convección y radiación. Según sea el tipo de refrigeración presentada por un transformador, unos mecanismos tendrán mayor importancia que los restantes. De esta forma, los transformadores pueden estar refrigerados mediante aire, recibiendo la denominación de refrigeración de tipo seco, o por aceite, recibiendo el nombre de refrigeración por baño de aceite.

4.2.1 Transformadores de tipo seco

Los transformadores de interiores con pequeñas potencias nominales -por debajo de las 200 kVA-, se sirven de su superficie externa para evacuar de forma eficiente el calor, siendo refrigerados directamente por el flujo natural del aire circundante. El recipiente que contiene a la máquina dispone de rejillas de ventilación que permite la circulación de las corrientes de convección por las partes activas del transformador. El aumento de la potencia exige la inclusión de sistemas que fuercen la convección, pudiendo aumentarse así hasta en un 40% la potencia nominal. Es frecuente encontrarse con este tipo de transformadores en el interior de edificios, alejados de atmósferas hostiles.



Figura 4.1: Transformador de tipo seco [Fuente: Google Imágenes]

4.2.2 Transformadores con refrigeración por baño de aceite

Los transformadores designados para la distribución de energía eléctrica por debajo de las 200 kVA se encuentran sumergidos en aceite y encerrados en un tanque de acero con una superficie de intercambio generalmente adecuada. El aceite circula entre los devanados y el núcleo, expulsando el calor absorbido dentro del tanque mediante convección y radiación hacia el aire exterior. Esta configuración, propia de los transformadores de alta tensión -al disponer el aceite de mejores propiedades dieléctricas que el aire-, recibe el nombre de ONAN/OA.



Figura 4.2: Transformador refrigerado por baño en aceite [Fuente: Google Imágenes]

Con el incremento de la potencia nominal del transformador se agregan radiadores externos o aletas para aumentar la superficie de intercambio de calor del tanque lleno de aceite. Si el número de radiadores es pequeño, es común integrarlos en el propio tanque, como es el caso del transformador que nos concierne en el presente trabajo. Cuando el número de radiadores aumenta, estos son montados en una estructura separada conocida como banco de radiadores. El flujo circulante de aceite absorbe el

calor generado a su paso por las partes activas, incrementándose su temperatura. Esto se traduce en una disminución de la densidad del aceite y en las consecuentes fuerzas volumétricas que dirigen el flujo verticalmente hasta la entrada superior del radiador, donde finalmente se disipa el calor absorbido y se produce el enfriamiento. Para una disposición en banco, es posible obtener un mayor efecto refrigerante ubicando este a una altura mayor que la del tanque. Se consigue así una mayor altura térmica que, en última instancia, implica un incremento del efecto de flotabilidad y, por tanto, un mayor flujo de aceite y disipación de calor.

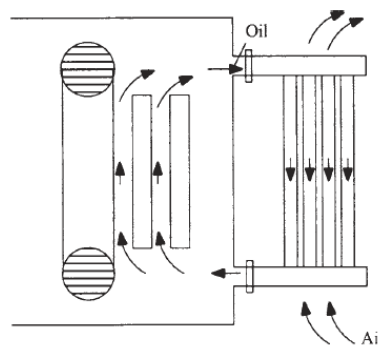


Figura 4.3: Esquema de la refrigeración ONAN [27]

Para mayores potencias nominales, pueden ser añadidos ventiladores que dirijan el aire exterior de manera forzada a la superficie de intercambio de calor, pasando a denominarse refrigeración ONAF. Existen dos maneras típicas de instalar los ventiladores: 1) debajo de las aletas del radiador, con un flujo vertical de aire de abajo a arriba tal que la mayor parte de la superficie queda cubierta por el cono de aire; 2) al costado de las aletas, con un flujo horizontal perpendicular al eje longitudinal de estas. El estudio de estas disposiciones es un tema discutido en la literatura, de la mano de investigadores como Wim Van der Veken [2].

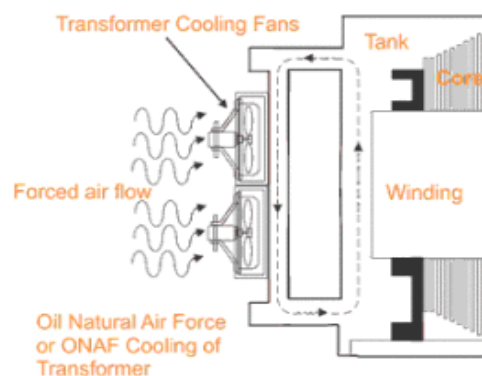


Figura 4.4: Esquema de la refrigeración ONAF [27]

Los caudales volumétricos existentes en las configuraciones vistas hasta ahora se encuentran sujetos exclusivamente a los efectos de flotabilidad que suceden en el interior del tanque, siendo de pequeña magnitud. Cuando se desea una mayor disipación de calor, se incorpora una bomba que se encarga de forzar la circulación del aceite en el tanque, teniendo un sistema OFAF; sin embargo, este flujo forzado sigue en su interior la ruta de menor resistencia, pudiendo darse la problemática de que el fluido no ingrese adecuadamente en las partes activas del transformador. Esto se traduce en una menor absorción de calor, una disminución en la temperatura de entrada del aceite en el radiador y, con ello, un peor desempeño de este último. Una solución pasa por la conducción directa del fluido forzado hacia los devanados, denominándose este sistema como ODAF. El sistema de tuberías interno requerido para esto incurre en una mayor pérdida de carga, suponiendo una desventaja a tener en cuenta.

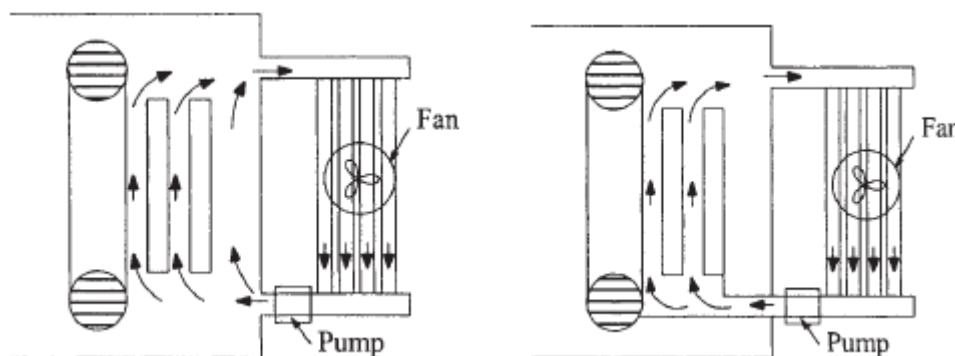


Figura 4.5: A la izquierda, sistema de refrigeración OFAF. A la derecha, sistema de refrigeración ODAF [27]

En los grandes transformadores de potencia destinados al transporte, con capacidades del orden de los MVA, se puede hacer uso de un intercambiador de calor de aceite-agua como elemento refrigerador, dando lugar al sistema de refrigeración OFWF, muy común en transformadores de centrales hidroeléctricas. El aceite caliente es bombeado a través de un serpentín en contacto con agua fría. Pese a su gran eficiencia, un intercambiador presenta un elevado coste, derivado de su necesidad constante de recirculación y enfriamiento del agua.

4.3 NOMENCLATURA EMPLEADA

De apartados anteriores conocemos que un transformador viene identificado por su placa de características. En ella, entre otros muchos datos, se indica su potencia

nominal, sus tensiones nominales y, junto a estos, una serie de letras que definen el sistema de refrigeración empleado por el transformador. La designación del sistema de refrigeración viene estipulada por la norma IEC 60076-2.

Esta norma nos indica que, para transformadores inmersos en baño de aceite, dicha designación vendrá cifrada por un código de cuatro letras que se describirá a continuación.

La primera letra nos indica el medio refrigerante interno en contacto con los arrollamientos.

LETRA	DEFINICIÓN
O	Líquido aislante mineral o sintético con punto de inflamación $\leq 300^{\circ}\text{C}$
K	Líquido aislante con punto de inflamación $> 300^{\circ}\text{C}$
L	Líquido aislante con punto de inflamación indeterminable

Tabla 4.1: Significado de la primera letra del código de refrigeración [17]

La segunda letra marca el mecanismo de circulación de dicho medio refrigerante interior.

LETRA	DEFINICIÓN
N	Circulación natural por termosifón a través del sistema de refrigeración y en los arrollamientos
F	Circulación forzada a través de equipos de refrigeración, flujo de termosifón en bobinas
D	Circulación forzada a través de equipos de refrigeración, bajo la dirección de los equipos de refrigeración en al menos los devanados principales

Tabla 4.2: Significado de la segunda letra del código de refrigeración [17]

La tercera letra define el medio refrigerante externo.

LETRA	DEFINICIÓN
A	Aire
W	Agua

Tabla 4.3: Significado de la tercera letra del código de refrigeración [17]

La cuarta letra especifica el mecanismo de circulación del medio de refrigeración externo.

LETRA	DEFINICIÓN
N	Convección natural
F	Convección forzada

Tabla 4.4: Significado de la cuarta letra del código de refrigeración [17]

Así, como posteriormente se verá en el presente trabajo, son cuatro las designaciones de refrigeración con las que podemos definir los estudios sobre el modelo del radiador realizado: ONAN, ONAF, KNAN y KNAF. Para los dos primeros, esto significa que el medio refrigerante empleado se trata de un líquido aislante mineral o sintético con un punto de inflamación igual o inferior a 300°C y un método de circulación natural del medio por su interior. En lo que respecta al medio externo de refrigeración, se emplea tanto la circulación natural como forzada de aire por medio de ventiladores. Para los dos segundos, se tiene que el medio refrigerante empleado es un líquido aislante con un punto de inflamación superior a 300°C y un método de circulación natural por el interior de este. Al igual que para los dos primeros, se emplea externamente tanto una circulación natural como forzada del aire.

4.4 MÉTODOS DE CONSERVACIÓN DEL LÍQUIDO DIELECTRICO

Como se ha ido mencionando a lo largo del trabajo, en los transformadores de medianas y grandes potencias normalmente se requiere de un medio líquido y dieléctrico para su refrigeración, siendo generalmente un aceite. La función principal del aceite aislante en un transformador es proporcionar aislamiento eléctrico entre las

diversas partes activas de la máquina; además, actúa como una capa de recubrimiento protector para evitar la oxidación de las superficies metálicas.

Otra función importante del aceite es mejorar la transmisión de calor. El aceite retira este calor de las partes activas mediante mecanismos de conducción y convección, para posteriormente disiparse a la atmósfera mediante radiación y convección. Para que el aceite pueda disipar el calor eficientemente, son varias las propiedades que deben ser cuidadas meticulosamente, como la viscosidad.

Es por ello que, el mantenimiento de las propiedades de dicho medio a largo plazo es un factor fundamental a la hora de asegurar una extensa vida útil del transformador, así como para eludir acciones erróneas o un deficiente funcionamiento a consecuencia de la pérdida de las propiedades del líquido por su degradación. El estudio del envejecimiento y de los mecanismos de degradación de estos medios es una tarea presente en las labores investigadoras de diversos grupos actuales dedicados, entre otras actividades, a los sistemas dieléctricos alternativos en transformadores, como lo es el GITEP de la Universidad de Cantabria. La cantidad de líquido dieléctrico empleada en un transformador de potencia es notable, suponiendo su deterioro un gran impacto a la economía de la máquina en términos de mantenimiento, debiéndose evitar.

Por otro lado, es conocida la naturaleza nociva de aceites minerales o de silicona para el medio ambiente, teniendo que contemplar adicionalmente aspectos como su retirada y eliminación, cuando fuera necesario y en condiciones controladas. Además, la degradación del líquido supone aumentar el riesgo ante accidentes como incendios o explosiones, lo cual, si le sumamos el gran volumen de líquido en el interior de la cuba, agravaría las consecuencias del accidente.



Figura 4.6: Incendio en un transformador [Fuente: Google Imágenes]

Todos los líquidos dieléctricos-refrigerantes experimentan con el tiempo un proceso de envejecimiento y degradación que aflige a sus propiedades. Los incrementos de temperatura y la existencia de humedad y de oxígeno en un transformador fomentan, en todos ellos, si bien de forma diferente para cada uno, fenómenos de oxidación y la posible formación de lodos y otros subproductos causantes de alterar la composición inicial del líquido, atacando a sus propiedades aislantes y refrigerantes. Estos factores pueden tener su origen tanto en condiciones impuestas por el funcionamiento del transformador como en condiciones externas ajenas al mismo.

Sobra decir, por tanto, que una de las partes más importantes del diseño de un transformador recae sobre el sistema de conservación del líquido refrigerante. Son varios los métodos existentes, de los cuales el más común está asociado a estrategias en el diseño de la cuba, mientras que otros a dispositivos de seguridad, tales como el relé Buchholz.

4.4.1 Diseño de la cuba de un transformador

Como se acaba de decir, las estrategias en torno al diseño de la cuba suponen de los métodos más extensos a la hora de contemplar la conservación del líquido dieléctrico. Entre otras, se distinguen las siguientes configuraciones:

- **Diseño de tanque sellado:** núcleo y devanados se encuentran inmersos en el medio refrigerante y limitados por la parte superior por una capa o colchón de gas o aire con un volumen lo suficientemente grande como para permitir la expansión del líquido. El diseño incorpora una válvula de purgado que protege ante posibles sobrepresiones. Por su simpleza y bajo mantenimiento, este diseño es común en aquellos transformadores destinados a la distribución de energía eléctrica.

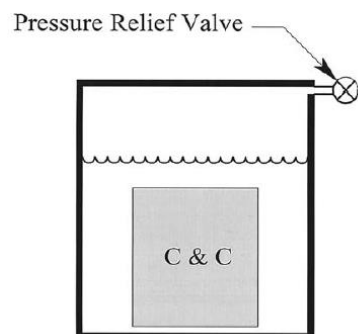


Figura 4.7: Diseño de tanque sellado [20]

- **Diseño con dispositivo de expansión:** estos diseños incorporan un depósito auxiliar o “conservador” que se une a la cuba mediante una tubería conocida como cuello de cisne. La misión del depósito es doble: por un lado, permitir el completo llenado de la cuba principal al dejar una pequeña cavidad de aire en este y, por otro lado, absorber las dilataciones del aceite al calentarse, protegiendo ante posibles sobrepresiones. Para evitar la posible entrada de humedad con las depresiones ocasionadas por el enfriamiento, se usa un desecador de cloruro cálcico o un gel de sílice. El propósito del cuello de cisne es el de dividir los flujos convectivos caliente -cuba- y frío -conservador- en el transformador.

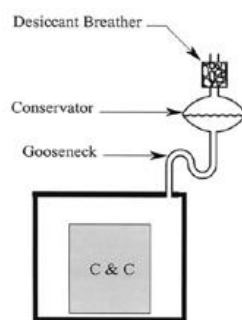


Figura 4.8: A la izquierda, esquema del diseño con conservador. A la derecha, transformador trifásico con depósito de expansión en la central hidroeléctrica de Aguayo -Cantabria-

[20 y fuente propia]

- **Sistema de sellado gas-aceite:** en este sistema es situado un fino colchón de gas inerte -nitrógeno- por encima del líquido refrigerante en la cuba del transformador, mitigando así los efectos derivados de la oxidación. Este espacio de gas se encuentra conectado al respectivo de un depósito de aceite secundario, el cual, a su vez, se une a la porción inferior de un depósito de aceite terciario superior en cota. Se consigue así una altura de aceite sustentada por una presión positiva en la cuba principal. Cuando el refrigerante en la cuba se expande térmicamente, se incrementa la presión de la capa de nitrógeno inerte, obligando a la superficie libre de aceite a crecer y, con ello, a equilibrar las presiones. Es decir, el aceite en el depósito inferior sella el colchón de nitrógeno en la cuba, evitando la contaminación del líquido refrigerante en ella.

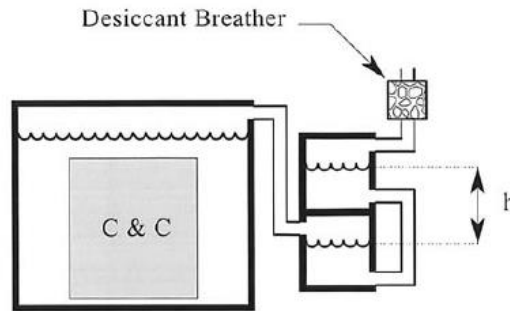


Figura 4.9: Esquema del sistema de sellado gas-aceite [20]

- **Sistema Inertaire:** al igual que en el anterior, se dispone de un colchón de gas nitrógeno sobre el volumen de refrigerante. Haciendo uso de una botella presurizada del mismo gas se consigue mantener una presión positiva prácticamente constante sobre el colchón. La ventaja que ofrece este sistema es su casi total impenetrabilidad frente a la contaminación. Como desventaja tiene su precio de mantenimiento.

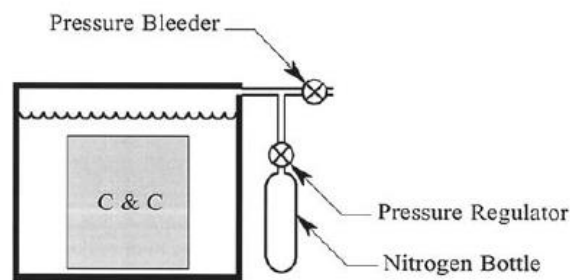


Figura 4.10: Esquema del sistema Inertaire [20]

4.4.2 Relé de Buchholz

Todos los transformadores por baño de aceite con una potencia nominal superior a los 500 kVA vienen salvaguardados por el dispositivo conocido como Relé de Buchholz. El relé se encarga de velar por la seguridad del transformador ante situaciones de falta dentro de la máquina, las cuales pueden venir motivadas por un fallo del medio aislante.

Su principio operativo se basa en el hecho de que una falta dentro del transformador acarrea la generación de un volumen de gas o incluso de un flujo de aceite hacia el depósito de expansión, dependiendo de la gravedad de la misma. Estos fenómenos son utilizados por el relé como medio de accionamiento.

El dispositivo se ubica en la tubería que une la cuba con el conservador -cuello de cisne-. Se trata de una cavidad inundada por aceite en la que se alojan dos flotadores, uno en la parte alta y otro en la parte baja. A cada flotador se le asocia un interruptor de mercurio de tal forma que el interruptor del flotador superior accione una alarma sonora y el interruptor del flotador inferior se encargue de accionar el circuito seccionador.

Ante la aparición de una falta de cortocircuito pequeña, la generación de calor en el transformador descompone el aceite generando burbujas gaseosas. Las burbujas ascienden por la tubería hacia la cavidad donde se dispone el relé, desplazando el volumen de aceite en esta. El ascenso del aceite acciona el flotador en la porción superior, cerrando el interruptor de mercurio y dando lugar a una señal sonora. Sin embargo, este volumen no será tal como para accionar el flotador inferior. En el caso de un cortocircuito severo, la cantidad de volumen gaseoso generado sí será lo suficientemente grande como para accionarlo, actuando el circuito seccionador con la consiguiente desconexión del transformador de la red.

En definitiva, el relé actúa ante tres situaciones: 1) generación de burbujas por faltas, 2) disminución del nivel de aceite en el transformador y 3) el flujo repentino de aceite desde la cuba hacia el depósito de expansión o viceversa. La ventaja de este dispositivo reside en su sensibilidad ante faltas internas entrearrollamientos o por calentamiento del núcleo y la facilidad para determinar la naturaleza de la mismas.

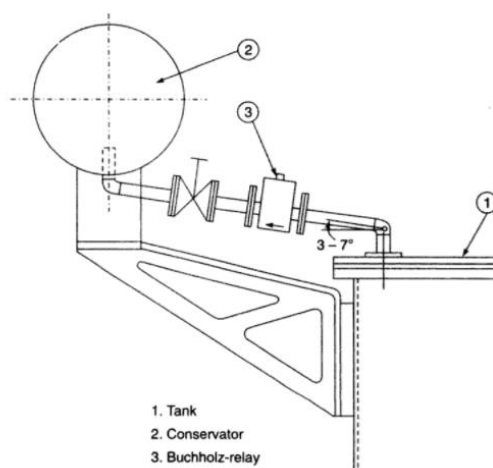


Figura 4.11: Esquema del montaje de un Relé de Buchholz [20]

Fuentes consultadas en la redacción general del capítulo: [14], [17], [20] y [27].

5 NORMATIVA APLICABLE A RADIADORES DE TRANSFORMADORES DE POTENCIA

5.1 INTRODUCCIÓN

Los radiadores en un transformador de potencia constituyen los elementos en primera línea de fuego encargados de disipar el calor generado por las partes activas del transformador. Este calor es recogido por el aceite a su paso por núcleo y devanados, conducido a los colectores superiores del radiador y posteriormente hecho circular por los canales de las varias aletas que pueden darle forma, enfriándose y permitiendo la disipación.

Pese a estar el radiador estudiado en el presente trabajo integrado en la propia cuba, en este capítulo se busca describir algunos aspectos detallados por la norma aplicable a los llamados “bancos de radiadores” o radiadores removibles, tales como generalidades en los requerimientos o características y pruebas realizadas.

5.2 ALCANCE DE LA NORMA

Bajo el título general “Power transformer and reactor cooling equipment”, la norma IEC 60076-22-2 cubre los radiadores removibles utilizados en los circuitos de refrigeración de los transformadores de potencia y reactores, entendido un radiador removible como el elemento capaz de ser extraído del equipo principal –para operaciones de mantenimiento o transporte- por el que el líquido refrigerante circula y se refrigera.

También describe los requisitos de operación específicos de este equipo, así como las dimensiones relevantes para la intercambiabilidad y el tipo y las pruebas rutinarias a realizar.

5.3 CARACTERÍSTICAS Y REQUERIMIENTOS GENERALES

5.3.1 Criterios de operación

Las condiciones normales de servicio establecidas por la norma IEC 60076-1 representan el alcance normal de operación del equipo tratado en la susodicha.

Toda condición de servicio inusual que requiera una consideración especial en el diseño del equipo estará sujeta a un acuerdo entre el cliente y el proveedor.

5.3.2 Componentes principales

Los componentes principales encontrados en un banco de radiadores son:

- Colectores o cabezales; situados tanto en la porción superior como inferior.
- Bridas de conexión; que unen los radiadores con la cuba del transformador.
- Aletas o paneles; elementos encargados de la disipación del calor.
- Orejetas de elevación; para poder izar el radiador.
- Placas de fijación; para conectar los radiadores entre ellos y proporcionar rigidez.
- Accesorios para ventiladores; elementos opcionales para la instalación de ventiladores tanto en el constado como en la parte baja del banco.

Los colectores deberán ser diseñados tal que garanticen un llenado/drenaje completo del líquido. Igualmente, el colector superior deberá ir provisto de un orificio de ventilación y el inferior de un elemento de purga.

5.3.3 Tipos de radiadores

Existen diferentes tipos de radiadores, siendo identificados los más comunes con la siguiente designación:

FG	Radiadores con bridas cuadradas y elementos de igual longitud.
FR	Radiadores con bridas cuadradas y cabezal superior bajado.
FA	Radiadores con bridas cuadradas y elementos de diferente longitud.
FG-L	Radiadores con bridas cuadradas y elementos de igual longitud con un número de elementos biselados en el lado izquierdo.
FG-R	Radiadores con bridas cuadradas y elementos de igual longitud con un número de elementos biselados en el lado derecho.
FAR	Radiadores con bridas cuadradas con elementos externos inclinados, sin o con el cabezal superior rebajado.

FG1A Radiadores con o sin bridas cuadradas sin cabecera, sin o con conexión fuera del centro.

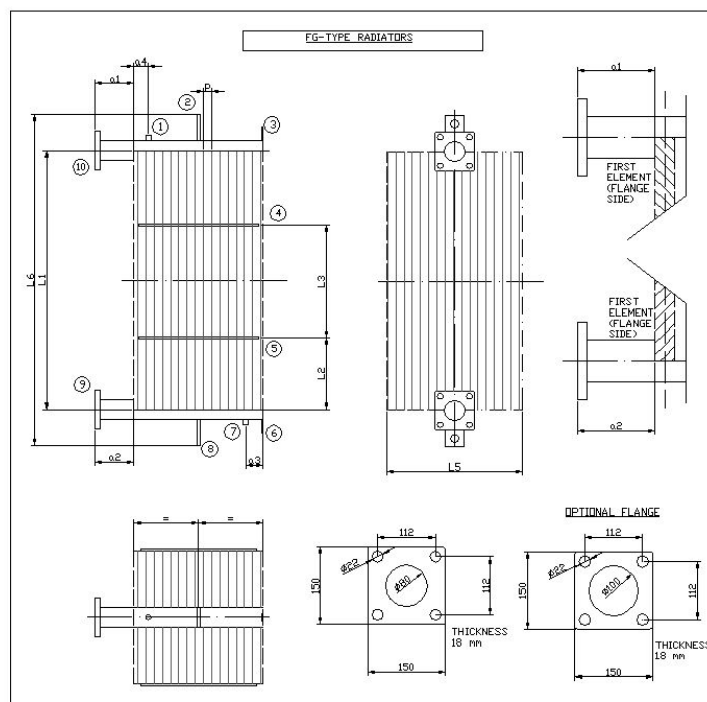


Figura 5.1: Esquemática de un radiador de tipo FG [16]

5.3.4 Materiales

Los elementos del radiador deberán estar hechos de chapas de acero estampadas o tubos de acero -tubos redondos, ovalados o con aletas- con un grosor mínimo de 1,0 mm. Para una mejora en el rendimiento mecánico, el cliente puede especificar un grosor de 1,2 mm para las hojas de acero estampadas. Se pueden usar otros materiales y espesores bajo acuerdo entre el fabricante y el cliente.

Los materiales utilizados deben ser externamente resistentes al contacto accidental con el líquido aislante y deben ser adecuados para soportar las condiciones ambientales ya indicadas en el apartado 5.3.1. La protección contra la corrosión se acordará entre el cliente y el fabricante de acuerdo a norma ISO 12944.

La protección contra la corrosión en el interior del radiador deberá ser otro aspecto a tratar entre proveedor y cliente. Como requisito mínimo, deberán tomarse las precauciones necesarias para prevenir la entrada de humedad y el desarrollo de cualquier tipo de corrosión.

5.3.5 Características del líquido aislante

Si no se especifica lo contrario, el líquido aislante será aceite mineral de acuerdo con IEC 60296 y una temperatura de operación en acuerdo con IEC 60076-7. Cuando el líquido aislante no sea aceite mineral, el cliente deberá indicar la variación de la viscosidad, la temperatura de operación y todas las restantes características de operación.

5.3.6 Dimensiones y tolerancias

Para asegurar la intercambiabilidad entre radiadores de diferentes fabricantes, deberán respetarse obligatoriamente las tolerancias indicadas según norma para cada designación de radiador.

Deberá haber al menos dos orejetas de elevación, una en la parte superior y otra en la parte inferior del radiador, que deberán tener un diámetro mínimo de agujero de 30 mm.

Los radiadores no deberán desviarse de la horizontal más de 2 mm/m sin aceite, siendo por ello la rigidez y las distancias tomadas de las tolerancias consideras como mínimo. Rigideces adicionales podrán ser acordadas entre cliente y fabricante en función de otros requisitos específicos en el diseño o condiciones ambientales/sísmicas severas.

El fabricante proporcionará una tabla que indique exactamente la superficie en m², el peso en kg y la capacidad de aceite por elemento en función de la altura del elemento en sí.

ALTURA (mm)	SUPERFICIE (m2)	PESO (Kg)	CAPACIDAD (dm3)
800	XXXX	XXXX	XXXX
.....
3500	XXXX	XXXX	XXXX

Tabla 5.1: Impreso de características del radiador [16]

5.3.7 Identificación de radiadores

Los radiadores deberán llevar el nombre o el logotipo del fabricante, el número de identificación del lote y el lugar de producción, a fin de poder ser identificados en campo.

5.4 PRUEBAS RUTINARIAS

5.4.1 Test de estanqueidad

El radiador deberá ser sometido a una de las siguientes pruebas de estanqueidad, bajo elección unilateral por parte del fabricante:

- Prueba hidráulica con el transformador lleno de aceite a una temperatura de $60^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ y una presión de 200 kPa durante 3 horas.
- Prueba neumática con aire comprimido e inmersión en agua a 200 kPa durante un periodo no menor de 30 minutos.
- Prueba neumática con un aire comprimido e inmersión en agua a 500 kPa durante un periodo no menor de 5 minutos.

Para las pruebas enumeradas anteriormente, el criterio de aceptación es la no detección de fugas mediante inspección visual.

5.4.2 Superficies

Los radiadores deben ser inspeccionados visualmente y no debe haber deformaciones, daños o golpes visibles.

El espesor total y parcial de las diferentes capas de pintura se medirá de acuerdo al procedimiento descrito en ISO 12944. Bajo petición del cliente, se tendrá a disposición una hoja de control para demostrar la calidad de la capa de pintura externa, donde se registrarán parámetros tales como humedad, temperatura ambiente, pre-tratamiento de la superficie –arenado, desengrasado...- o tipo de pintura entre otros.

Todas las superficies internas deberán limpiarse tal que no sea necesaria una limpieza posterior por parte del cliente. Para la medición de la limpieza de las superficies internas, el cliente debe especificar los criterios de aceptación por medio del conteo de partículas con base a norma ISO 4406. En los radiadores con superficies internas sin pintar, de no ser especificados criterios, se debe realizar un ensayo de líquidos penetrantes con un filtro máximo de 20 μm para detectar la presencia de partículas o contaminaciones como requisito mínimo. Para aquellos con superficies internas pintadas, de no haber especificaciones, una inspección visual será el requisito mínimo para garantizar que no haya partículas desprendidas dentro

del radiador y que la superficie interna esté seca y que la pintura tenga una buena adherencia. El recubrimiento utilizado deberá ser acordado entre el cliente y el fabricante; debe ser compatible con el fluido dieléctrico-refrigerante del transformador y no debe degradarse con el tiempo y comprometer la integridad del equipo eléctrico.

5.5 PRUEBAS DE TIPO

5.5.1 Capacidad de refrigeración

5.5.1.1 Alcance

El objetivo de esta prueba es la determinación de las capacidades refrigerantes de radiadores en condiciones ONAN, en términos de los siguientes resultados:

- Disipación de calor específica del radiador -en W / m^2 - en función de la altura del radiador -medida en mm- y del aumento promedio de temperatura del aceite sobre el aire ambiente -medida en K-.

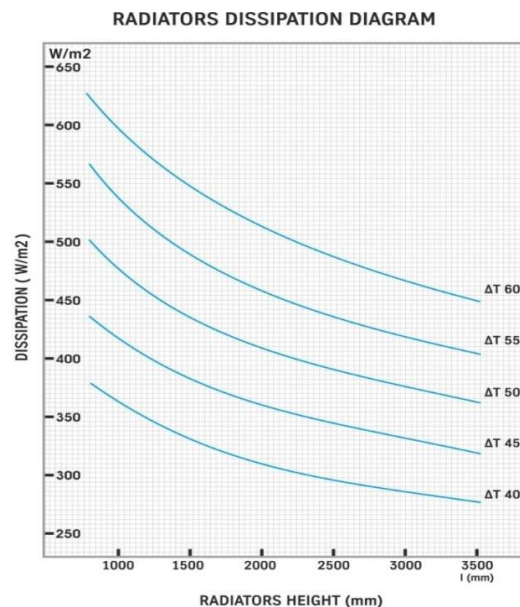


Figura 5.2: Diagrama de disipación típico de un radiador [16]

- El valor del coeficiente correctivo KN en función del número de elementos del radiador; este coeficiente se utiliza para corregir la disipación de calor específica de un radiador en función de su número de elementos.

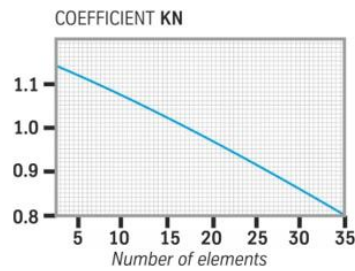


Figura 5.3: Diagrama típico de coeficiente KN [16]

- c) El valor del coeficiente correctivo KP en función de la distancia entre los radiadores (paso); este coeficiente se utiliza para corregir la disipación de calor específica de un radiador dependiendo de la diferencia entre los centros de los radiadores adyacentes.

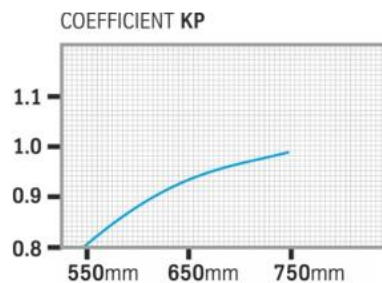


Figura 5.4: Diagrama típico de coeficiente KP [16]

- d) El valor del coeficiente correctivo KDH en función de la diferencia de altura entre la línea central horizontal de la parte activa del transformador y la línea central horizontal de los radiadores; este coeficiente se usa para corregir la disipación de calor específica de un radiador dependiendo de la diferencia entre dichas dos líneas centrales horizontales.

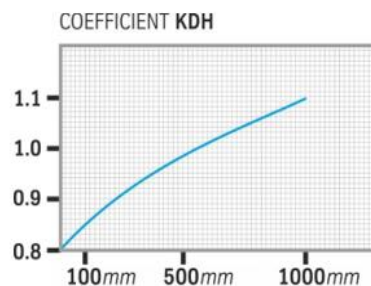


Figura 5.5: Diagrama típico de coeficiente KDH [16]

La capacidad de enfriamiento de un radiador depende del incremento medio de la temperatura del aceite y de la altura de los elementos. Este valor será corregido por los coeficientes KN, KP y KDH.

Estos diagramas son aplicables sólo para condiciones ONAN. Para condiciones ONAF, OFAN u OFAF se tiene que realizar un ajuste por factores de corrección, propios de cada configuración.

5.5.1.2 Condiciones de la prueba

Las pruebas de disipación de calor se realizarán en un entorno cerrado y estable, dentro de un área adecuada, que mantenga la temperatura ambiente estable sin variaciones debidas a la prueba térmica en sí misma o a las condiciones climáticas externas. Esta temperatura ambiente se mantendrá cerca de $25^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$.

La relación entre el volumen del aceite caliente utilizado en la prueba de enfriamiento y el volumen de la sala donde se realizan las pruebas será superior a 1: 100.

Las curvas de disipación específicas se obtendrán probando varias veces las capacidades refrigerantes de un radiador determinado lleno de aceite mineral y unidas en su posición vertical normal a un tanque con una capacidad de aceite, dimensiones y disipación de calor bien conocidas. El tanque debe estar diseñado de tal manera que su capacidad de disipación de calor no influya en las características de disipación del radiador.

El espesor de la capa de pintura del radiador será de $120\text{ }\mu\text{m} \pm 10\%$.

Los radiadores probados serán del tipo FG. Las características de disipación de los radiadores de tipo FR se calcularán mediante interpolación.

No se admitirá cualquier otra condición para la realización de la prueba.

5.5.1.3 Valores y parámetros a medir

Durante la prueba será necesario medir los siguientes parámetros:

- Temperatura ambiente $[T_{\text{amb}}]$: definida como el promedio de tres temperaturas del aire medidas por termopares sumergidos en aceite y colocados en la posición descrita en la Figura 5.6 a 2 metros del suelo, con al menos 2 metros de espacio libre alrededor de ellos.
- Temperatura del aceite a la entrada $[T_{\text{i,oil}}]$: definida como la temperatura de entrada del aceite al radiador medida en este a una distancia de 50 mm de la

brida de entrada, usando un termopar colocado en la superficie externa y bien aislado del ambiente, o en un dispositivo de alojamiento adecuado.

- Temperatura del aceite a la salida $[T_{o,oil}]$: definida como la temperatura de salida del aceite del radiador medida en este a una distancia de 50 mm de la brida de salida, usando un termopar colocado en la superficie externa y bien aislado del ambiente, o en un dispositivo de alojamiento adecuado.
- Temperatura máxima del aceite en la cuba $[T_{top,oil}]$: medida en el punto más caliente de la porción superior del volumen de aceite de la propia cuba.
- Salto térmico máximo del aceite $[\Delta T_{max,oil}]$: definida como la diferencia entre la temperatura máxima del aceite en la cuba y la temperatura ambiente.
- Salto térmico medio del aceite $[\Delta T_{avg,oil}]$: definido como la diferencia entre la temperatura media entre la entrada y salida del radiador y la temperatura ambiente.
- Capacidad refrigerante total $[Q_{TOT}]$: equivalente a toda la potencia inyectada por las resistencias sumergidas dentro del tanque.
- Capacidad refrigerante del tanque $[Q_T]$: calor disipado únicamente por la cuba, sin el radiador acoplado.
- Capacidad refrigerante del radiador $[Q_{rad}]$: definido como la diferencia entre la potencia inyectada en las resistencias y la potencia disipada por el tanque.

Todos estos parámetros deberán ser medidos bajo las condiciones anteriormente citadas. La instrumentación a emplear viene pertinentemente detallada en la norma.

5.5.1.4 Características de la cuba a emplear en la prueba de disipación

El tanque debe estar equipado con un conservador -el cual no requiere de aislamiento- para compensar la expansión del aceite. La forma del tanque debe ser tal que garantice una distribución uniforme de la temperatura en cualquier área, siendo preferida una forma cilíndrica.

El tanque debe ser lo suficientemente grande para garantizar una relación mínima de 1:10 entre el volumen de aceite del tanque y el radiador más grande y lo suficientemente alto para permitir el montaje de este último en la prueba.

Para certificar una buena distribución de la temperatura dentro del tanque, se debe realizar un estudio de la temperatura de la cuba por separado durante su prueba de disipación.

La resistencia dentro del tanque debe tener una posición ajustable que permita cambiar el parámetro HD -diferencia entre líneas medias de cota entre resistencia y banco de radiadores-.

El tanque debe estar aislado para proporcionar una conductividad máxima de 1 (W/m²·K).

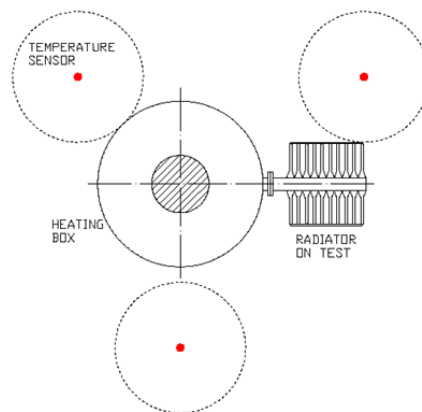


Figura 5.6: Layout típico para la prueba de disipación [16]

5.5.1.5 Metodología de la prueba de disipación en tanque y tanque-radiador

Las pruebas de disipación en tanque y banco de radiadores comenzarán con el calentamiento del aceite aumentando la potencia de entrada a las resistencias para alcanzar al menos tres incrementos de temperatura diferentes -60 K, 50 K y 40 K-. Esta potencia reflejará las pérdidas esperadas en el tanque y radiador-tanque -en kW- para el incremento de temperatura requerido.

Los valores del incremento de temperatura de la porción superior de aceite y del incremento medio de temperatura del aceite deben registrarse al menos cada 30 minutos. Cuando la tasa de variación del incremento de temperatura de la porción superior del aceite haya caído por debajo de 0,5 K/h y se mantenga así durante un período de 4 horas, se considera que el tanque ha alcanzado la estabilidad. En este punto, la prueba se considera completada, procediendo a ajustar la potencia de entrada para conseguir el siguiente salto térmico.

En la prueba de disipación del tanque se registrarán los tres valores de potencia -en KW- correspondientes a los tres incrementos diferentes. Para ello, el fabricante deberá proveer los siguientes datos:

- Dimensiones del tanque, capacidad de aceite, superficie y características del aislante.
- Tipo de aceite y sus características.
- Incremento superior y medio de la temperatura del aceite para cada potencia.

Otros valores de disipación podrán ser calculados mediante interpolación.

Para la prueba de disipación del radiador se sigue la misma operativa, solamente debiendo aportar el fabricante el dato adicional asociado a las características del radiador: capacidad de aceite, superficie, peso, altura y número de elementos. La disipación específica del radiador para un cierto incremento de temperatura se calculará deduciendo la disipación del tanque para dicho incremento de las pérdidas totales medidas durante la prueba específica del radiador.

El fabricante debe realizar esta última para al menos 4 alturas del radiador -por ejemplo, 800 mm, 1600 mm, 2400 mm, 3200 mm-, sin diferencia de cota entre las líneas medias de parte activa y radiador, sin otros radiadores adyacentes y con un cierto número de elementos decididos por el fabricante -por ejemplo 20 elementos-.

Generación del diagrama KDH

Los mismos radiadores utilizados para las pruebas anteriores -4 alturas- deben usarse ajustándose ahora el valor de la altura de la resistencia para variar el valor del parámetro HD: al menos tres posiciones diferentes de la resistencia deben probarse a los tres incrementos de temperatura antes citados para cada altura de radiador. La diferencia mínima entre alturas ensayadas será de 300 mm.

Generación del diagrama KN

Deberán realizarse tres pruebas con un número diferente de elementos para cada altura del radiador, y para los tres incrementos de temperatura ya citados. El número de elementos cambiará en pasos de 10.

Generación del diagrama KP

Se realizarán tres pruebas de disipación para cada altura del radiador y para los tres incrementos de temperatura. Se utilizarán paneles aislantes térmicos en ambos lados del radiador, simulando así la proximidad de otros. Los paneles deben ser tan altos como el radiador probado y con una conductividad térmica inferior a 1 -en W/m²·K-. El cambio de distancia en cada prueba será de al menos 100 mm.

5.5.2 Prueba de resistencia al vacío

El radiador se someterá a una presión absoluta interna de 200 Pa y luego se cerrará herméticamente. Después de 6 horas, la presión absoluta interna no debe superar los 500 Pa. Al final de la prueba, con el radiador abierto a presión ambiente, se comprobará la no existencia de ninguna deformación permanente.

Fuentes consultadas en la redacción general del capítulo: [16]

6 LÍQUIDOS EMPLEADOS EN LA REFRIGERACIÓN DE TRANSFORMADORES

6.1 EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LOS LÍQUIDOS REFRIGERANTES

Como se ha ido viendo a lo largo del presente trabajo, la potencia nominal de un transformador determina su sistema de refrigeración y, por tanto, el tamaño de la máquina. En los transformadores de pequeña potencia, el aire ambiente es suficiente para dotarles de la refrigeración necesaria, mientras que los de mayor potencia requieren medios líquidos. Conforme el mercado energético se fue desarrollando, también lo hicieron las necesidades de transportar dicha energía y, con ello, se dio origen al desarrollo de la refrigeración líquida.

En la primera búsqueda de un líquido que fuera capaz de ofrecer una refrigeración eficaz y, al mismo tiempo, presentara propiedades dieléctricas adecuadas, se llegó al aceite mineral. Pese a ser un producto derivado del petróleo, en la época no supuso un inconveniente en cuanto a su origen o eliminación; no obstante, su bajo punto de ignición, del orden de los 180°C y las mezclas explosivas ante ciertas condiciones de sus vapores con el aire pronto condujo a las preocupaciones ante el riesgo que ello acarrearía. Sin embargo, esto no supuso la eliminación del aceite mineral, de hecho, sigue siendo el principal medio dieléctrico del panorama energético debido a su buena resistencia al envejecimiento, baja viscosidad, disponibilidad y bajo coste.

En un intento de conseguir un líquido que presentase mayor seguridad ante incendios que el precedente, se llegó al principio de la década de los 30 a un aceite de origen sintético que presentaba la propiedad de que no era inflamable y explosivo, además de unas características dieléctricas similares a las del aceite mineral. Consistía en un hidrocarburo aromático clorado con un alto contenido en bifelinos policlorados -PCB-, denominado Askarel, el cual se caracterizaba por una adecuada estabilidad química, baja volatilidad y una buena resistencia al fuego. Sin embargo, ante el impacto causado en el medio ambiente, principalmente ante el descubrimiento de que ciertos productos de la combustión del PCB eran tóxicos, hubo que recurrir a la búsqueda de líquidos que fueran más tolerantes con el entorno, incluido el ser humano.

Con la prohibición del Askarel en la década de los 70 de su uso en los transformadores de potencia, el trabajo se enfocó en el desarrollo de otras alternativas. Entre ellas, se

encontraba la utilización de la resina epoxi en la década de los 80, aislante seco sólido no propagador de llama aplicado de forma que los devanados quedaban encapsulados por ella y, por ello, dotando al conjunto de una elevada condición de seguridad ante la imposibilidad de derrames. No obstante, presentaba la desventaja de que se trataba de una tecnología costosa con un consiguiente impacto en la economía del transformador.

Otros caminos alternativos han llevado al desarrollo de aceites basados en ésteres naturales y sintéticos -utilizados desde los 90 y los 70 respectivamente-, así como de aceites de silicona desde que se dieron las primeras prohibiciones a los aceites sintéticos con PCBs. Los ésteres naturales y aceites de silicona comparten propiedades dieléctricas similares a las del aceite mineral.

En definitiva, conducidos por el deseo de encontrar un fluido dieléctrico no inflamable y aceptado medioambientalmente para el uso en equipos de potencia, investigadores e ingenieros han investigado un sinnúmero de alternativas al aceite mineral, obteniendo avances significativos durante las últimas décadas. Es necesario demostrar la validez de estos líquidos tanto en términos dieléctricos, de seguridad y económicos para ser considerados capaces de ser alternativas al aceite mineral.

En el presente capítulo se pretende hacer una presentación de la información actual de la cual disponemos concerniendo a estos líquidos alternativos -ésteres naturales, sintéticos y aceites de silicona- en términos de sus propiedades y aspectos que afectan al diseño de la refrigeración de los equipos. Al mismo tiempo, se buscará contrastar propiedades y funcionamientos respecto al fluido dieléctrico con mayor implantación histórica, el aceite mineral, en la búsqueda de su posible futura sustitución.

6.2 LOS LÍQUIDOS ALTERNATIVOS EN EL CONTEXTO ACTUAL

La creciente demanda de energía eléctrica da lugar a grandes inversiones con objeto de desarrollar nuevos recursos primarios y técnicas para la generación y transporte de la energía eléctrica. Simultáneamente, la demanda y suministro de una energía respetuosa con el medioambiente se vuelve cada vez más importante para todos nosotros. En el caso de los transformadores de potencia, el líquido refrigerante constituye el material convencional más crítico. En consecuencia, el objetivo es

sustituir el aceite de transformador por otros líquidos que permitan un mayor nivel de sostenibilidad y seguridad ambiental.

Los fluidos alternativos actualmente se utilizan extensamente en una variedad de aplicaciones del transformador, desde los transformadores de distribución, de potencia y de tracción, pero aún sin incluir a los transformadores de instrumentación, introduciéndose en estos desde un punto de vista de prototipo. Sin embargo, todo parece indicar que la tendencia hacia el uso de líquidos dieléctricos respetuosos con el medio ambiente es imparable.

La historia actual de los líquidos alternativos comenzó en 2004 cuando un transformador de mediana potencia con una tensión nominal de 238 kV y una potencia de 135 MVA fue llenado y ensayado satisfactoriamente con un éster sintético por primera vez por Siemens. Varios proyectos siguieron su estela a lo largo de los años. En 2008, un transformador de mediana potencia con una tensión nominal de 110 kV y una potencia nominal de 40 MVA fue llenado y ensayado satisfactoriamente con un éster natural por primera vez. En abril de 2013, el primer gran transformador de potencia llenado con un éster natural fue ensayado satisfactoriamente. Este transformador fue desarrollado y construido por Siemens en su fábrica de transformadores de potencia en Nuremberg, Alemania, constituyendo la primera máquina a gran escala en ser diseñada con nuevos criterios y emplear un líquido de origen renovable [14].



Figura 6.1: Transformador de 420 kV llenado con éster natural en zona de ensayo, Nuremberg [15]

A la experiencia práctica se le suma la obtenida en los laboratorios, llevando a la publicación de una gran cantidad de artículos en la cual se comparan y estudian las

propiedades de los líquidos alternativos. Son varios los grupos de investigación enfrascados en esta línea, entre los que se encuentra el GITEP de la UC, colaborando en la actualidad en el proyecto “BIOTRAFO” en conjunto con varias instituciones internacionales, promoviendo los cada vez más implantados líquidos alternativos.

En lo que respecta a los ésteres naturales, desde la década de los 90 y con las crecientes preocupaciones medioambientales, las empresas han empezado a desarrollar aceites vegetales como líquidos para transformadores, empezando a ser comercializados desde 1999. Ya a finales de 1880, con la invención de los transformadores bañados en aceite, se empezó a trabajar con ésteres naturales como fluido dieléctrico. Sin embargo, su simplicidad y su incompatibilidad con los equipos de respiración libre -por su inestabilidad química-, los llevó a ser reemplazados gradualmente por aceites minerales. Actualmente, los ésteres naturales son ampliamente utilizados en transformadores de distribución. Estudios realizados en laboratorio en conjunción con la experiencia práctica de llenado de más de 200 transformadores de potencia de hasta 200 MVA y 242 kV operando a escala global, han demostrado la viabilidad de su aplicación en transformadores de potencia.

En el caso de los ésteres sintéticos, son usados principalmente en transformadores de distribución y en aquellos transformadores donde las condiciones de seguridad ante incendios y protección ambiental son una preocupación principal. Cada vez son más usados en transformadores de potencia y en transformadores de tracción con exigentes condiciones de operación y, por tanto, altas temperaturas esperadas.

Los aceites de silicona han venido siendo usados por los fabricantes de transformadores desde el fin de la década de los 70, como alternativa a los fluidos basados en PCBs, principalmente para aplicaciones de seguridad contra incendios. Caracterizado por una buena estabilidad y resistencia ante el fuego, el aceite de silicona es extensamente empleado en transformadores de tracción y en aquellos transformadores cada vez más compactos donde son normales temperaturas más elevadas que las nominales. Al mismo tiempo, el aceite de silicona también es utilizado en transformadores de distribución por su resistencia ante el fuego y alta estabilidad térmica. Hasta la fecha, no hay transformadores de potencia llenados con aceites de silicona, exceptuando un transformador de potencia de 66kV/33MVA llenado con un aceite de silicona de baja viscosidad desarrollado en Japón.

En la Figura 6.2 se aprecia, a modo de resumen, hasta qué punto los diversos fluidos dieléctricos tratados son utilizados en los diferentes subgrupos de transformadores eléctricos, observando la aún predominante presencia del aceite mineral. A modo de referencia, se considera como transformador de potencia a todo transformador con una potencia superior a los 5 MVA, siendo aquellos con una potencia inferior considerados de distribución.

	Aceite mineral	Aceite de silicona	Éster natural	Ester sintético
Distribución	Muy usado	Muy usado	Muy usado	Muy usado
Potencia	Muy usado	No utilizado	Menos usado	Menos usado
Tracción	Muy usado	Muy usado	No utilizado	Muy usado
Instrumentación	Muy usado	No utilizado	No utilizado	No utilizado

Figura 6.2: Uso actual de los aceites refrigerantes [11]

6.3 TIPOS DE LÍQUIDOS REFRIGERANTES

Previo a discutir aspectos relacionados con los líquidos alternativos, conviene detallar los principales tipos de líquidos dieléctricos empleados en transformadores bañados en aceite como refrigerantes, así como aspectos relevantes de su composición química.

6.3.1 Aceite mineral

El aceite mineral está hecho de combustible fósil -petróleo crudo- y consiste en compuestos hidrocarbonados de diferentes enlaces. Se obtiene refinando una fracción de los hidrocarburos recogidos durante la destilación de una reserva de petróleo crudo. El intervalo de ebullición de la fracción recogida y el tipo y grado del proceso de refinado se seleccionan de forma que el aceite resultante alcance los requisitos especificados para el uso en transformadores. Existen diferentes aceites -parafínicos, nafténicos, aromáticos, etc.- que contienen diferentes proporciones de componentes.

6.3.2 Hidrocarburos de alto peso molecular -HMWH-

Estos refrigerantes son clasificados por el Código Eléctrico Nacional como "menos inflamables" si tienen un punto de ignición por encima de 300°C. Estos refrigerantes pueden ser naturales o sintéticos. Los naturales se derivan de fracciones de petróleo de mayor punto de ebullición que las fracciones utilizadas para el aceite mineral. Estos fluidos son comparables en rendimiento al aceite mineral excepto por su mayor resistencia a la temperatura, su mayor viscosidad y su punto de fluidez. Los sintéticos son producidos por la polimerización de olefinas, y se conocen como polialfaolefinas -PAO-. Debido a la mayor viscosidad de estos fluidos, los transformadores con refrigeración por convección deben estar diseñados con conductos de enfriamiento más anchos para compensar la menor movilidad del fluido.

6.3.3 Siliconas

Líquido de silicona es el nombre genérico de una serie de líquidos aislantes inertes y térmicamente estables con propiedades eléctricas similares al aceite mineral. Estos líquidos son una familia de líquidos sintéticos, conocidos químicamente como polidimetilsiloxano. Tienen una estructura molecular en la que los grupos identificados como grupos metilo pueden representar cualquier grupo orgánico. Los grupos orgánicos pueden ser iguales o diferentes. Estos grupos definen el peso molecular del fluido de silicona, que a su vez determina su viscosidad.

6.3.4 Fluidos basados en ésteres

Otras alternativas a los aceites minerales son los ésteres líquidos, que son compuestos sintetizados a partir de ácidos orgánicos y alcoholes. Están disponibles como productos naturales o químicamente sintetizados a partir de precursores orgánicos.

6.3.4.1 Ésteres naturales

Los fluidos de éster natural aparecen como ácidos grasos saturados, simples, dobles y triples insaturados. Los ácidos grasos saturados son químicamente estables, pero de alta viscosidad. Los ácidos grasos insaturados triples tienen una viscosidad baja, pero son muy inestables en la oxidación. Los fluidos con un alto porcentaje de ácidos grasos insaturados individuales han demostrado ser útiles.

Los ésteres basados en semillas, incluyendo grasas y aceites líquidos, se derivan del glicerol y se conocen como glicéridos. Los segmentos de ácidos grasos se componen de cadenas rectas, que es el resultado natural de la biosíntesis de las grasas, donde las moléculas se acumulan dos carbonos a la vez. Los ésteres naturales probados para la aplicación potencial del transformador son triglicéridos de ésteres de ácidos grasos. Los componentes de ácidos grasos son cadenas lineales de 14 a 22 carbonos de longitud que contienen cero a tres dobles enlaces. Basándose en datos obtenidos de ensayos de laboratorio y de campo, se puede incorporar con éxito un refrigerante dieléctrico basado en aceite comestible, práctico, utilizando aditivos de calidad alimentaria, en sistemas de aislamiento de transformadores con modificaciones mínimas.

6.3.4.2 Ésteres sintéticos

Los fluidos dieléctricos de éster sintético, más comúnmente ésteres de poliol - pentaeritritol-, tienen propiedades dieléctricas adecuadas y son significativamente más biodegradables que el aceite mineral o HMWH. Tienen una excelente estabilidad térmica y buenas propiedades a baja temperatura. Existen siete tipos principales de ésteres sintéticos: diéster, ftalato, trimelitato, piromelitato, éster de ácido dimérico, polioles y poliولات.

6.4 PROPIEDADES BÁSICAS DE LOS LÍQUIDOS DIELECTRICOS

Por claridad de la exposición y comparativa entre los líquidos refrigerantes aquí presentados -aceite mineral, éster natural, éster sintético y aceite de silicona-, se establecerán dos grupos de propiedades: propiedades físico-químicas y eléctricas.

6.4.1 Propiedades físico-químicas

En cuanto a relevancia, destacamos las siguientes propiedades físico-químicas:

6.4.1.1 Composición química

Conocemos que el aceite mineral es una mezcla compleja de hidrocarburos derivada de la destilación del petróleo.

Por su parte, tanto el aceite de silicona como los ésteres sintéticos son considerados productos químicos. El aceite de silicona proviene de una mezcla de polímeros

inorgánicos-orgánicos, mientras que el segundo se obtiene de la unión química de un alcohol con un ácido graso. Los ésteres naturales surgen del refinado de una amplia variedad de aceites vegetales tales como soja, aceite de girasol, colza... pasando por una reacción similar.

6.4.1.2 Seguridad contra incendios

Las crecientes demandas de mejorar la seguridad contra incendios, la disponibilidad de materia prima y la sostenibilidad ambiental han fomentado la investigación y el desarrollo de fluidos alternativos. Muchos autores han comparado las principales propiedades de estos nuevos fluidos con aceite mineral para evaluar su idoneidad.

El fluido de silicona y los ésteres naturales y sintéticos ofrecen una alta reducción en el riesgo de incendio debido a sus puntos de inflamación e ignición. Poseen puntos de inflamación e ignición más altos que el aceite mineral, y se clasifican como fluidos de clase K de acuerdo con la norma IEC 61100. Las principales ventajas del uso de este tipo de fluido son un menor coste para el equipo de seguridad de instalación y mantenimiento, sin riesgo de incendio ante una falla eléctrica importante, baja densidad y humo no tóxico.

6.4.1.3 Biodegradabilidad

La biodegradabilidad es una propiedad fundamental desde el punto de vista de la eliminación y el tratamiento de los aceites, así como bajo el supuesto de un derrame accidental.

Los ésteres naturales y sintéticos se clasifican como biodegradables, mientras que los aceites minerales y los aceites de silicona son más resistentes a la biodegradación. La formulación de los ésteres naturales no tiene esencialmente toxicidad humana, y su tasa de biodegradación es mayor que la del aceite mineral. Sin embargo, los aceites de silicona no se biodegradan rápidamente cuando se prueban por métodos estándar.

6.4.1.4 Viscosidad

Los resultados de laboratorio han demostrado que, a la temperatura de funcionamiento normal de un transformador de potencia, a excepción del fluido de silicona de baja viscosidad, los fluidos alternativos son más viscosos que el aceite

mineral. La diferencia entre las viscosidades del éster líquido y del aceite mineral es relativamente importante a bajas temperaturas, aunque es menos importante cuando la temperatura de funcionamiento es de hasta 80°C.

La viscosidad de un fluido juega un papel clave en la determinación de la capacidad de enfriamiento del fluido porque esta propiedad representa la resistencia al flujo. Por esta razón, una alta viscosidad puede ralentizar el flujo de fluido en los conductos de refrigeración de los devanados y aumentar la temperatura de funcionamiento de un transformador, lo que no es necesariamente un problema crítico, pero debe tenerse en cuenta en el diseño de los transformadores de potencia. Además, también se debe considerar una alta viscosidad durante la impregnación líquida del sólido de celulosa en el proceso de fabricación del transformador.

Cuanto más viscoso sea un fluido, más lenta será la velocidad de flujo dentro de los capilares. En consecuencia, se prefiere un aceite con baja viscosidad durante el procedimiento de impregnación. Sin embargo, Dai *et al.* [9] encontraron que la impregnación eficaz del aislamiento de celulosa por aceites de éster se puede lograr dentro del mismo período de tiempo que el aceite mineral aumentando la temperatura de la impregnación.

6.4.1.5 Humedad

Una gran diferencia entre los aceites de éster y los aceites minerales es la solubilidad en agua. Los aceites éster pueden absorber muchas veces más humedad que el aceite mineral a diferentes temperaturas antes de la saturación debido a que las moléculas de humedad se unen fácilmente a los grupos hidrofílicos de las moléculas de aceite vegetal aislantes. Este fenómeno no se encuentra en los aceites minerales aislantes. La solubilidad del agua en todos estos fluidos aumenta con la temperatura, tal y como se ve en la Figura 6.3. Los aceites más polares absorben más agua a través del rango de temperatura. Esta mejor solubilidad disminuye la influencia de la humedad sobre la resistencia del aislamiento y seca el papel, lo que podría aumentar la vida de un transformador, ya que su vida está controlada por el estado del papel.

A temperaturas elevadas, los fluidos de éster pueden sufrir hidrólisis, consumiendo agua disponible del papel, mejorando así las características de envejecimiento del papel. Además, la esterificación de los sitios OH reactivos en celulosa con grupos

ésteres voluminosos estabiliza la molécula y prolonga la vida térmica del aislamiento sólido. Sin embargo, debido a esta mayor solubilidad, los aceites éster recuperan la humedad rápidamente, y se debe tener especial cuidado durante el manejo en comparación con el aceite mineral.

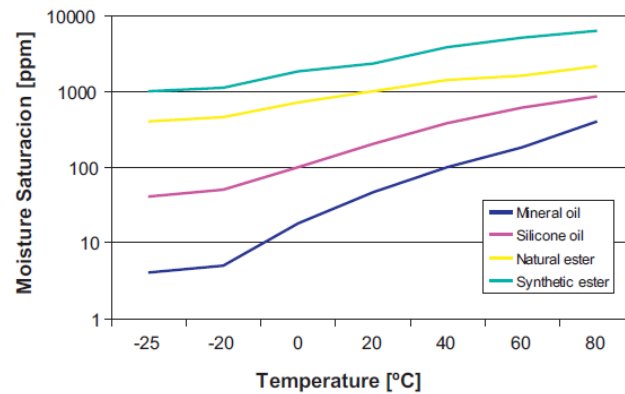


Figura 6.3: Variación de la humedad de saturación con la temperatura en los líquidos refrigerantes [9]

6.4.1.6 Estabilidad frente a la oxidación

El cobre de los devanados del transformador, en conjunción con las altas temperaturas, actúan como catalizadores ante la presencia de oxígeno, fomentando la oxidación del aceite y, por tanto, su deterioro. Además, debido a que los aceites éster naturales son más biodegradables que los minerales, tienden a tener una menor estabilidad a la oxidación. Son varios los autores que han llevado a cabo estudios de la estabilidad frente a la oxidación, primero envejeciendo el aceite para, después, medir parámetros como la acidez y el factor de disipación dieléctrica, pues se trata de los factores más relevantes a la hora de evaluar la oxidación.

Los resultados han demostrado que las estabilidades relativas de los fluidos dieléctricos frente a la oxidación son: aceite de silicona > éster sintético > aceite mineral > éster natural. A la vista de ciertos estudios se comprueba que el aceite de silicona presenta una buena resistencia a la oxidación, produciéndose este efecto muy lentamente y a temperaturas por encima de los 175°C, sin la generación de ácidos o lodos peligrosos.

En el caso de los ésteres sintéticos, el proceso de oxidación sí que contribuye a la generación de ácidos orgánicos, con temperaturas por encima de los 125°C.

Por su parte, el aceite mineral comienza a sufrir dichos efectos con temperaturas superiores a los 105°C, dando lugar además a muchos subproductos como resultado de su degradación -ácidos orgánicos, lodos...-, favoreciendo la corrosión.

En los ésteres naturales, el mayor número de enlaces dobles carbono-carbono que las moléculas contienen hace que el aceite sea más susceptible a la oxidación. La estabilidad a la oxidación de los fluidos dieléctricos para transformadores es un problema crítico pues la oxidación de aceites dieléctricos genera la formación de subproductos tales como ácidos y lodos, lo que puede causar problemas en un transformador reduciendo las propiedades dieléctricas del aislamiento.

6.4.1.7 Miscibilidad

La miscibilidad de los fluidos alternativos a temperatura ambiente ha sido utilizada por algunos autores para mejorar las propiedades del aceite mineral mediante mezcla. Además, se trata de una propiedad importante a la hora de proceder al rellenado de un transformador -sustitución del aceite-: el procedimiento de lavado de la máquina será más eficaz si el líquido sustitutivo es capaz de disolver el aceite a retirar.

Aunque el aceite de silicona es miscible con el aceite mineral, puede causar excesiva formación de espuma en el aceite mineral dieléctrico, incluso en pequeñas cantidades. Además, el aceite de silicona no es miscible con fluidos de éster. Sin embargo, los ésteres naturales y sintéticos son miscibles con aceite mineral en cualquier proporción.

En el estudio de mejora de las propiedades mediante mezcla, Gockenbach et al. [9] estudiaron las propiedades de la mezcla entre un éster sintético líquido -Midel 7131- y un aceite mineral -Shell Diala D-. Su trabajo demostró que algunas propiedades eléctricas y físicas de los líquidos mezclados no eran inferiores a las de aceite mineral, particularmente para mezclas con menos de 20% de contenido de éster. Para la mezcla con 50% de éster líquido, la densidad y la viscosidad cinemática superaron los valores límite sugeridos por las normas.

Perrier et al. [9] consideraron aceites minerales, de silicona y ésteres, así como dos tipos de mezclas basadas en aceite mineral. Estas mezclas consistían en añadir aceite de silicona o aceite de éster al aceite mineral. Se estudiaron diferentes propiedades tales como la viscosidad, la tensión de ruptura, la acidez y el factor de

disipación dieléctrica. Los resultados experimentales mostraron que el aceite mineral es el más eficiente para evacuar el calor, el aceite de éster permite que el transformador tenga una mejor tensión de ruptura y el aceite de silicona envejece lentamente. La mezcla de aceites minerales/ésteres al 20% parecía ser óptima desde el punto de vista técnico y económico. Estos autores también destacaron que: (1) interacciones químicas o parámetros tales como el contenido de agua influyen en las propiedades de la mezcla y (2) cada fluido tiene una ventaja con respecto a los demás.

Otros autores, como Suwarno y Darma [9], obtuvieron resultados experimentales sobre las propiedades dieléctricas de una mezcla entre aceite mineral convencional - Shell Diala B- y éster metílico de aceite de palma. El contenido de éster en la mezcla osciló entre 0 y 100%. Llegaron a la conclusión de que la composición de 50% de contenido de éster era una buena mezcla para ser utilizado como líquido aislante biodegradable.

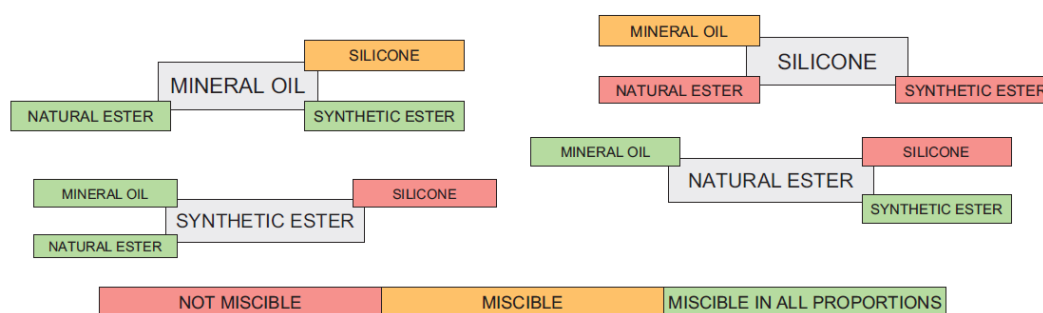


Figura 6.4: Miscibilidad de los líquidos refrigerantes [9]

6.4.1.8 Punto de fusión

Aunque los ésteres naturales tienen un punto de fusión relativamente alto, pero no mucho más alto que los HMWH, los cuales tienen un registro de servicio muy bueno en los transformadores de distribución instalados en climas fríos y calientes, fue demostrado por Rapp et al. [9], que la congelación de los fluidos de esteres naturales no tuvo ningún efecto sobre sus propiedades físicas, químicas o eléctricas. Sus pruebas también mostraron que un transformador de distribución puede ser energizado a temperaturas de fase sólida sin efectos adversos. Los ésteres sintéticos tienen un punto de fluidez próximo al aceite mineral convencional.

Nombre	Aceite mineral	Aceite de silicona	Éster sintético	Éster natural
Tipo	Destilado del petróleo	Sintético	Sintético	Aceite vegetal refinado
Componentes principales	Mezcla compleja de hidrocarburos	Siloxanos o polisiloxanos polimerizados	Un poliol con ácidos carboxílicos naturales o sintéticos enlazados	Cadena central de glicerol con 3 ácidos grasos naturales enlazados
Fuente	Petróleo	Producto sintético	Producto sintético	Extraído de cultivos
Biodegradabilidad	Muy baja	Muy baja	Muy alta	Muy alta
Estabilidad frente a la oxidación	Aceite de silicona (excelente) > Éster sintético (excelente) > Aceite mineral (buena) > Éster natural (susceptible)			
T^a de inflamación (°C)	160 – 170	>300	>250	>300
T^a de ignición (°C)	170-180	>350	>300	>350
Clasificación frente al fuego (IEC 61100)	O	K3	K3	K2
Saturación de agua a T_{ambiente} (ppm)	55	220	2600	1100
Viscosidad	Mineral < Silicona de baja viscosidad < Éster sintético < Silicona < Éster natural			

Tabla 6.1: Principales propiedades físico-químicas de los líquidos refrigerantes [12]

6.4.2 Propiedades eléctricas

En lo que concierne a las propiedades eléctricas, la mayoría de los ensayos sobre fluidos alternativos y componentes dieléctricos de celulosa impregnados con fluidos alternativos, realizados en laboratorio, intentaron hacer una comparación directa de las tensiones de ruptura y características de descarga entre fluidos alternativos y aceite mineral.

Es decir, desde el punto de vista dieléctrico, a la hora de caracterizar eléctricamente a un fluido recurrimos a la tensión de ruptura que este soporta -rigidez dieléctrica- y otras pruebas como la ruptura por pulso de tensión y la descarga parcial, a la espera de así determinar el funcionamiento que se podrá conseguir del transformador con el uso del pertinente líquido dieléctrico.

6.4.2.1 Tensión de ruptura

La tensión de ruptura dieléctrica se define como la tensión máxima a la cual el dieléctrico pierde su capacidad aislante. Por ello, este parámetro debe ser determinado tanto para el aceite, como para el papel de celulosa y el papel impregnado con el aceite.

Se presenta en la Tabla 6.2 una selección de los resultados obtenidos para diversos fluidos alternativos en comparación con el aceite mineral, determinados de acuerdo a diferentes procedimientos normalizados internacionalmente.

Normas	Aceite Mineral	Éster sintético	Éster natural	Aceite de silicona	Aceite de silicona de baja viscosidad
IEC 60156 2.5 mm	>70 kV	>75 kV	>75 kV	50 kV	70 kV
ASTM 1816 1mm	-	-	37 kV	-	-
ASTM 1816 2mm	60 kV	-	76 kV	-	-
ASTM D877	55 kV	43 kV	46 kV	43 kV	-

Tabla 6.2: Comparativa de las tensiones de ruptura para diferentes fluidos dieléctricos [12]

De la tabla mostrada se llega a varias e importantes conclusiones:

- Los líquidos alternativos presentan tensiones de ruptura semejantes a la del aceite mineral bajo la influencia de campos magnéticos homogéneos o semihomogéneos. De la misma forma, el papel de celulosa presenta tensiones

de ruptura similares independientemente del líquido con el que se encuentre impregnado.

- La existencia de impurezas o de humedad en el líquido afecta de forma notable a esta propiedad, haciendo de ella una medida más bien representativa del nivel de contaminación que de su capacidad dieléctrica. Sirven de ejemplo los aceites minerales y de silicona, los cuales experimentan un rápido deterioro al no disolverse la humedad en estos. Por el contrario, se observa como ambos tipos de ésteres, los cuales sí pueden absorber la humedad, mantienen altas tensiones de ruptura para cantidades remarcablemente mayores de agua.
- De añadirse partículas de microfibra de celulosa, se comprueba que la tensión de ruptura se ve reducida en todos los líquidos con el incremento de la humedad relativa.
- Se pudo comprobar que el sistema de aislamiento sólido posee tensiones de rupturas similares, con independencia del fluido impregnado, para pruebas con gradientes de 1 kV/s sobre papel Kraft. Sin embargo, con la aplicación de gradientes de 3 kV/s, el aceite mineral expuso una tensión de ruptura más alta que el papel Kraft impregnado con fluido de silicona, tal y como se aprecia en la Figura 6.5. Las creencias apuntan a que, con el rápido aumento de la tensión aplicada, los diferentes grados de energía liberados por las descargas de fluido en los poros de celulosa dan lugar a diferentes daños de las fibras y, en última instancia, determinan su nivel de tensión de ruptura.

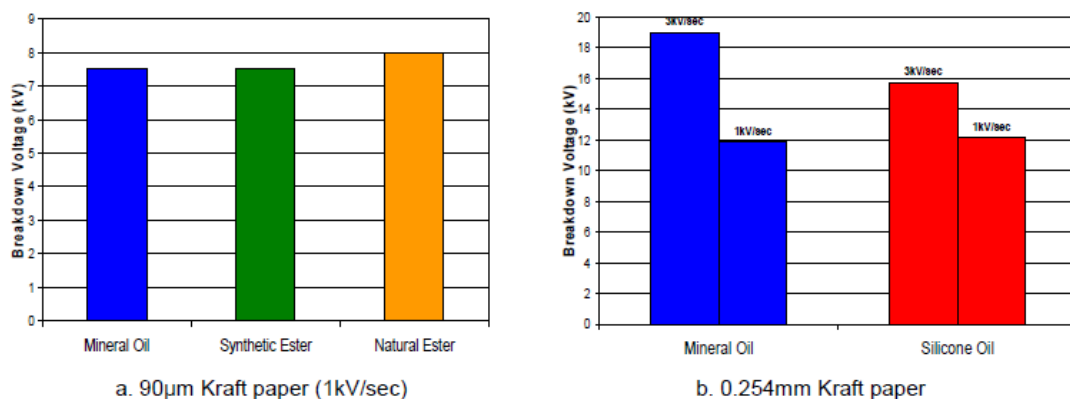


Figura 6.5: Tensiones de ruptura de papel Kraft impregnado. A la izquierda, papel Kraft de 90 µm (1 kV/s). A la derecha, papel Kraft de 254 µm [13]

6.4.2.2 Descarga parcial

La descarga parcial constituye otra de las diferentes pruebas realizadas para caracterizar eléctricamente un líquido, practicada en gaps de aceite relativamente grandes con campos magnéticos homogéneos. Varios son los estudios relacionados sobre esta característica, arrojándose en la mayoría de ellos que la tensión de inicio de la descarga parcial es similar tanto para aceites minerales como para ambos ésteres y aceites de silicona.

6.4.2.3 Ruptura por pulso de tensión

Una tercera prueba eléctrica, probada no susceptible a la presencia de impurezas o humedad en el fluido, es la ruptura por pulso de tensión. Por lo justamente dicho, este ensayo permite evaluar de manera más precisa la característica dieléctrica del líquido aislante, en contraposición a lo que ocurría en lo referente a su tensión de ruptura que, como se decía, constituía más bien una medida de su nivel de contaminación.

En la Figura 6.6 se presenta el análisis de un aceite mineral, un éster sintético y otro natural. De esta se puede extraer que, en general, los ésteres presentan un pulso de tensión de ruptura inferior a los aceites minerales. Esta aseveración viene respalda por los resultados obtenidos con el papel de celulosa impregnado con dichos líquidos: en los ésteres naturales menor es el pulso de tensión de ruptura.

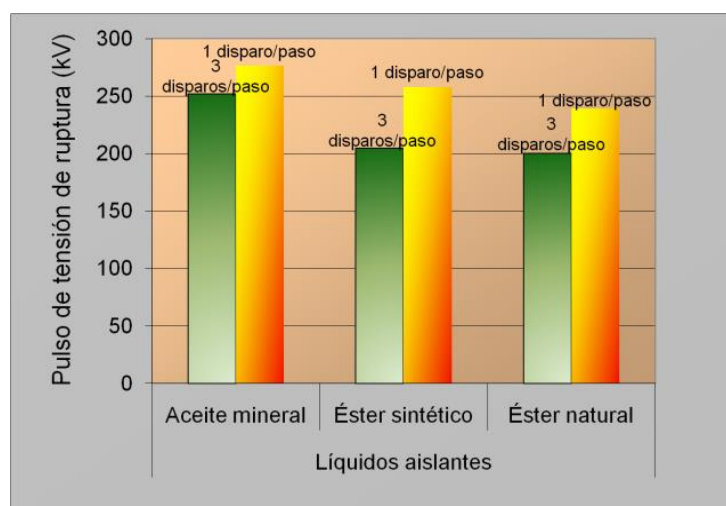


Figura 6.6: Pulso de tensión de ruptura para varios líquidos dieléctricos [13]

De nuevo, un éster sintético se compara con un aceite mineral y de silicona en un segundo estudio, visto en la Figura 6.7, comportándose en este caso el primero mejor para gaps pequeños y alcanzando la máxima capacidad dieléctrica frente a pulsos de tensión de ruptura de 47 kV/mm de los tres líquidos. Nuevamente vemos como el aceite mineral y el aceite de silicona presentan un comportamiento semejante.

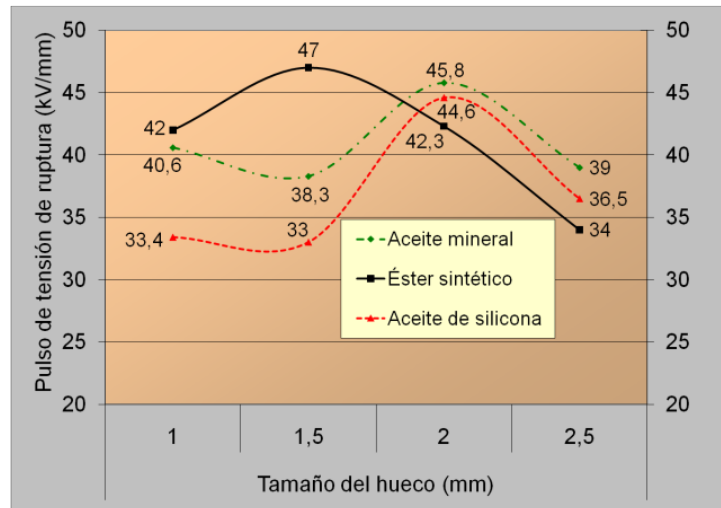


Figura 6.7: Pulso de tensión de ruptura para varios líquidos aislantes en función del tamaño del gap [13]

6.5 INCIDENCIA DEL USO DE LÍQUIDOS ALTERNATIVOS EN EL DISEÑO: REFRIGERACIÓN

El objetivo de este apartado es el examinar cómo el uso de fluidos alternativos influye en el diseño de la refrigeración del transformador, mediante las comparativas con los parámetros ya establecidos para el aceite mineral convencional, ya que el aceite mineral sigue siendo el líquido aislante predilecto en la industria.

6.5.1 Aspectos generales y vida útil de un transformador

Actualmente, no existe una distinción universal clara y/o aceptable entre los transformadores de distribución y los de potencia. Sin embargo, como se especificó en capítulos anteriores, se suele definir como transformadores de distribución a aquellos con una potencia nominal inferior a los 5 MVA, siendo de potencia aquellos con una potencia nominal superior a dicho valor. Además, distinguimos también los transformadores especiales o específicos: de tracción, rectificadores...

Generalmente, un transformador se diseña para tener una vida útil de al menos 30 años. Por lo tanto, el primer desafío es diseñar un transformador llenado con un fluido alternativo que tenga, como mínimo, la misma vida útil que una unidad llena de aceite mineral, sin la necesidad adicional de mantenimiento a los ya previamente programados.

Los transformadores llenados con aceite de silicona y éster sintético llevan instalados y funcionando desde la década de los 70, con lo que, se puede asumir que un transformador bañado con los susodichos puede tener una vida útil igual a una unidad llena de aceite mineral. Se conoce que las aplicaciones más antiguas de transformadores bañados por ésteres naturales datan de 1994, teniendo, por tanto, una vida en servicio de hasta 25 años por el momento. La monitorización de estos transformadores ha demostrado la idoneidad del éster natural para un uso continuo. Las pruebas de envejecimiento acelerado en prototipos de transformadores llenos de éster natural indican que su vida útil puede superar la vida útil de las unidades bañadas con aceite mineral.

6.5.2 Diseño de la refrigeración

El líquido aislante en un transformador debe asegurar la correcta transferencia de calor. Esta función se realiza tanto por conductividad térmica como por convección. La convección representa todas las propiedades -viscosidad, calor específico, coeficiente de expansión térmica- que conducen a la transferencia de calor por desplazamiento de fluido, mientras que la conducción se realiza dentro del fluido. La viscosidad del líquido es por lo tanto una propiedad crítica ya que afecta su rendimiento de refrigeración. Otras propiedades como el calor específico y la conductividad térmica desempeñan un papel importante en los cálculos de un diseño térmico adecuado del transformador. En la siguiente figura se presenta una comparativa entre el aceite mineral y líquidos alternativos para dichas propiedades.

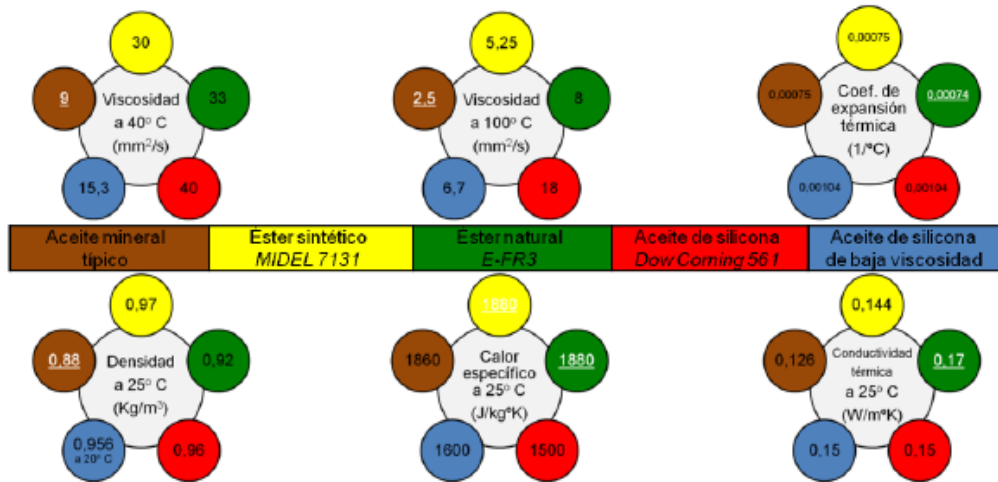


Figura 6.8: Propiedades térmicas para el aceite mineral y varios líquidos alternativos [13]

A la vista de la Figura 6.8, se tiene que, a temperatura normal de servicio de la máquina, la viscosidad de los ésteres es mayor que la del aceite mineral, pero inferior a la del aceite de silicona. Esto da lugar a una reducción del caudal del flujo para una altura dinámica dada, que a su vez implica una mayor diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior del dispositivo de refrigeración, en nuestro caso, del radiador. Esta diferencia es aún mayor para los transformadores de potencia y significativa para los transformadores con refrigeración natural, ya que el aumento de la temperatura media del aceite es controlado por la capacidad del enfriador, mientras que la porción superior del aceite es controlada por el flujo termosifónico natural del fluido. Por otro lado, cuando el sistema de enfriamiento utiliza flujo dirigido forzado, el efecto de cambiar a fluidos alternativos es mínimo, siempre que se use una bomba de potencia nominal correcta para tener en cuenta la mayor resistencia a fluir del fluido por la más alta viscosidad. En definitiva, el efecto neto es que, para los transformadores refrigerados naturalmente, el aumento de la temperatura del aceite superior y, por tanto, de la zona caliente, será mayor con los ésteres que con el aceite mineral.

Sin embargo, a través de ensayos realizados por fabricantes en transformadores de hasta 5 MVA llenados con ésteres naturales, se ha demostrado que la subida de temperatura es aceptable -de 1 a 3°C con respecto al aceite mineral-. Esto es comprensible atendiendo a que la mayor viscosidad presentada por los fluidos de éster natural viene compensada por una más favorable conductividad térmica. Por tanto, un transformador de distribución inicialmente destinado a operar con aceite

mineral puede ser rellenado con éster natural asumiendo que existe el margen suficiente para soportar el mayor incremento de temperatura.

En lo referente a los ésteres sintéticos, los resultados teóricos y experimentales han demostrado que cuando se siguen buenas reglas de diseño de transformadores y se emplea un éster sintético como medio de enfriamiento -en concreto MIDEL 7131-, la temperatura del bobinado aumenta sólo unos cuantos grados en comparación con unidades de aceite mineral.

Por su parte, en lo que concierne a los aceites de silicona, dependiendo del diseño del transformador pueden surgir temperaturas del fluido superiores a las nominales. Es decir, por una parte, el rendimiento en la transferencia de calor del fluido de silicona depende en gran medida de la configuración de la máquina, dando lugar a la optimización de algunos diseños para un mejor aprovechamiento de las características de transferencia de calor de este. Por ejemplo, los canales verticales de un devanado en capas maximizan los efectos termosifónicos producidos por el alto coeficiente de expansión, mientras que los devanados de tipo disco son más complejos y podrían dificultar la convección libre del fluido. Por otra parte, el fluido en sí no se ve afectado por las temperaturas más altas. Sin embargo, la velocidad de envejecimiento de los materiales aislantes convencionales, como la celulosa, podría verse afectada por el funcionamiento a temperaturas superiores a los límites de diseño. Diferentes estrategias se pueden seguir para compensar esto, como, por ejemplo, el ajuste de la carga de la máquina o la adición de ventiladores externos que fomenten una mayor refrigeración.

6.6 NORMATIVA INTERNACIONAL APLICABLE A LOS LÍQUIDOS DIELECTRICOS

En esta sección se lleva a cabo una revisión de la normativa internacional que afecta a los líquidos dieléctricos: clasificación, mantenimiento, pruebas de monitorización, etc... Todo ello queda reflejado en la Tabla 6.6.

Cabe mencionar que todas las normas y métodos de análisis de aplicación están siendo constantemente modificadas y actualizadas. Por ello, los tests vigentes deberán ser buscados en la versión actualizada de la norma correspondiente.

Igualmente, deberá acudirse a la debida norma a la hora de buscar tolerancias o aplicabilidad de los tests en un determinado equipo.

Hay que tener en cuenta que la diferente composición química de los líquidos alternativos puede conducir al uso de diferentes métodos para la determinación del mismo parámetro. Por ejemplo, no es de esperar utilizar el disolvente empleado para aceites minerales en ésteres naturales. Además, las propiedades de cada líquido determinarán los límites o tolerancias respectivas. Por ejemplo, los límites de humedad en ésteres son mucho mayores que para el aceite mineral.

Un mayor número de pruebas conducirá a un mayor asesoramiento en cuanto al estado de un determinado líquido. Un mayor número de pruebas conducirá a un mayor asesoramiento en cuanto al estado de un determinado líquido. Igualmente, la tendencia de los resultados obtenidos para el tiempo registrado sirve como herramienta adicional en la toma de decisiones. Esto es aplicable para todo líquido dieléctrico, no solamente el aceite mineral.

Debe indicarse, para terminar, que actualmente no existe una norma IEC de testeo de ésteres naturales, sino que está en desarrollo, dependiendo entonces en gran medida las pruebas a realizar de los procedimientos ASTM.

Normas	Líquidos para transformadores			
	Aceite mineral	Éster sintético	Éster natural	Aceite de silicona
IEC	61039 ed2.0 (2008) – “Classification of insulating liquids”			
	60296 ed3.0 (2003) – “Fluids for electrotechnical applications – Unused mineral insulating oils for transformers and switchgear”	61099 ed2.0 (2010) – “Insulating liquids – Specifications for unused synthetic organic esters for electrical purposes”	En desarrollo	60836 ed2.0 (2005) – “Specifications for unused silicone insulating liquids for electrotechnical purposes”
	60422 ed3.0 (2005) – “Mineral	61203 ed1.0 (1992) –	/	60944 ed1.0 (1988) – “Guide for the

	insulating oils in electrical equipment – Supervision and maintenance guidance”	“Synthetic organic esters for electrical purposes – Guide for maintenance of transformer esters in equipment”		maintenance of silicone transformer liquids”
	60599 ed2.1 Consol. With am1 (2007) – “Mineral oil-impregnated electrical equipment in service – Guide to the interpretation of dissolved and free gases analysis”	/	/	/
	61181 ed2.0 (2007) – “Mineral oil-filled electrical equipment – Application of dissolved gas analysis (DGA) to factory tests on electrical equipment”	/	/	/
	C57.106 (2006) – “Guide for	/	C57.147 (2008) –	C57.111 (1989) – “Guide for Acceptance

IEEE	Acceptance and Maintenance of Insulating Oil in Equipment"		"Guide for Acceptance and Maintenance of Natural Ester Fluids in Transformers"	of Silicone Insulating Fluid and Its Maintenance in Transformers"
	C57.104 (2008) – "Guide for the Interpretation of Gases Generated in Oil-Immersed Transformers"	/	/	C57.146 (2005) – "Guide for the Interpretation of Gases Generated in Silicone-Immersed Transformers"
	C57.140 (2006) – "Guide for Evaluation and reconditioning of Liquid Immersed Power Transformers"	/	/	/
ASTM	D3487 – 09 – "Standard Specification for Mineral Insulating Oil Used in Electrical Apparatus"	/	ASTM D6871 – 03 (2008) – "Standard Specification for Natural (Vegetable Oil) Ester Fluids Used in Electrical Apparatus"	ASTM D4652 – 05 – "Standard Specification for Silicone Fluid Used for Electrical Insulation"

D117 – 10 – “Standard Guide for Sampling, Test Methods, and Specifications for Electrical Insulating Oils of Petroleum Origin	/	/	D2225 – 04 – “Standard Test Methods Silicone Fluids Used for Electrical Insulation”
D3455 – 11 – “Standard Test Methods for Compatibility of Construction Material with Electrical Insulating Oil of Petroleum Origin”	/	/	D5282 – 05 – “Standard Test Methods for Compatibility of Construction Material with Silicone Fluid Used for Electrical Insulation”
D3612 – 02 (2009) – “Standard Test Method for Analysis of Gases Dissolved in Electrical Insulating Oil by Gas Chromatography”	/	/	D4559 – 99 (2010) – “Standard Test Method for Volatile Matter in Silicone Fluid”

Tabla 6.3: Normativa internacional aplicable a los líquidos aislantes [9]

Fuentes consultadas en la redacción general del capítulo: [8], [9], [10], [11], [12], [13], [14] y [15].

7 MODELADO GEOMÉTRICO DEL RADIADOR

7.1 INTRODUCCIÓN

En capítulos anteriores, fueron varios los temas que, en relación directa o indirecta, se expusieron en torno a la figura del radiador como elemento crucial en la refrigeración de un transformador. Primero se ofreció una vista amplia sobre varios aspectos asociados a la máquina que éste salvaguarda, el transformador eléctrico de potencia, para posteriormente pasar por sus tipos de refrigeración y por una vista en profundidad de la información actual existente para los líquidos dieléctricos que fluyen por los equipos. Además, se ofreció una descripción de los artículos que constituyen el estado del arte sobre el que se fundamenta el presente trabajo y se presentó contenido asociado a la normativa aplicable para radiadores removibles.

Una vez estudiado lo anterior, no queda más que adentrarse en el contenido que da forma a nuestro objetivo principal, esto es, la obtención del modelo termo-hidráulico del radiador objeto del trabajo.

La creación de un modelo de simulación numérica requiere de la previa realización de un modelado geométrico que replique dimensionalmente de la forma más exacta el problema que se quiere estudiar para, posteriormente, tras aplicar el conjunto de simplificaciones geométricas pertinentes, se llegue a la geometría “molde” de, en nuestro caso, posterior modelo termo-hidráulico del radiador. En este capítulo se expone la metodología seguida a fin de lograr esto, haciendo uso de las herramientas Autodesk Inventor, SpaceClaim y DesignModeler.

7.2 DESCRIPCIÓN DEL CONJUNTO MÁQUINA-RADIADOR Y TOMA DE MEDIDAS

El radiador estudiado actúa como elemento refrigerante de un transformador de distribución de mediana potencia por baño de aceite perteneciente al laboratorio de electrotecnia de la ETSIIT de la Universidad de Cantabria y anteriormente utilizado por la empresa distribuidora Viesgo. En su placa de características encontramos, entre otros, los datos expresados en la Tabla 7.1.

CARACTERÍSTICA	VALOR
POTENCIA NOMINAL	25 kVA
TENSIÓN DEVANADO AT (TOMA PRINCIPAL)	21 kV
TENSIÓN DEVANADO BT	400 V
INTENSIDAD DEVANADO AT	$\approx 1,2$ A
INTENSIDAD DEVANADO BT	$\approx 62,5$ A
TIPO DE CONEXIÓN	YYn0
TIPO DE REFRIGERACIÓN	ONAN
CALENTAMIENTO COBRE/ACEITE	60°C

Tabla 7.1: Características del transformador que aloja al radiador estudiado [Fuente propia]

Pese a ser indicada la temperatura de calentamiento del aceite en régimen nominal, buscamos estudiar el radiador para un gran barrido de diferentes puntos de funcionamiento. No obstante, una vez realizado el análisis, conociendo el calor disipado para aquellos puntos de funcionamiento definidos, entre otros parámetros, por una temperatura de entrada al radiador de 60°C, podremos comprobar si el modelo obtenido no se aleja de lo que sucede empíricamente, pues ya sabemos que las pérdidas de potencia en un transformador suponen en torno al 1% de la potencia nominal de la máquina.



Figura 7.1: Transformador que aloja al radiador de estudio [Fuente propia]

Como se puede ver en la Figura 7.2, son dos bloques de paneles/aletas a base de chapas de acero los que dan forma al radiador. Cada bloque se encuentra constituido por tres aletas atravesadas en su parte superior e inferior por sendos colectores cilíndricos y dividida cada una de ella longitudinalmente en cuatro conductos o canales. Ambos bloques se encuentran integrados en la cuba del transformador y unidos entre ellos por una delgada chapa que hace las veces de placa de características.



Figura 7.2: A la izquierda, vista completa del radiador. En el medio, vista en alzado de un bloque de aletas. A la derecha, vista en perfil de un bloque de aletas [Fuente propia]

En aras de un correcto modelado 3D, se precisa de una toma exhaustiva de las medidas que nos faciliten su construcción. Haciendo uso de instrumentos como cintas métricas o un pie de rey se lleva a cabo esto, llegando, no obstante, a nuestra primera disyuntiva. El hecho de que el radiador se encuentre integrado en la cuba no nos permitía comprobar cómo son sus “entrañas” en términos de dimensiones tales como espesor de la chapa, sección de los conductos o forma interna en las proximidades de los colectores. Se nos presentaban las siguientes soluciones:

- 1) Con una herramienta de corte, extraer uno de los bloques y, a este, efectuarle un corte por su plano longitudinal y transversal medio.
- 2) Acudir al dato arrojado por la normativa para radiadores removibles, esto es, mínimo 1 mm de espesor de chapa y adoptarlo para nuestro radiador integrado.

Ante la problemática que supondría la primera opción, se optó por la segunda.

7.3 OBTENCIÓN DE LA GEOMETRÍA

7.3.1 Consideraciones previas

Previo detallado de la metodología seguida para construir la geometría de nuestro modelo, cabe mencionar una serie de consideraciones previas a tomar en cuenta en este:

- El modelo del radiador elaborado se limitará únicamente a uno de los bloques de aletas del equipo –en el que luego, además, se estudiará el efecto de añadir un mayor número de paneles-. Por la simetría existente, conocido lo que sucede en uno, sabremos lo que sucederá en el adyacente. Además, la distancia existente entre ambos bloques es tal que no existirán influencias térmicas entre ambos.
- El transformador -partes activa, cuba...- no será incluido en el modelo: únicamente se tomará el bloque de paneles y colectores como representativo del radiador, reemplazando la influencia de la máquina por las pertinentes condiciones de contorno a la entrada del colector a tratar más adelante.
- El aire ambiente que envuelve al radiador y la pared de la cuba a la cual se une este serán modelados por una geometría prismática con un volumen lo suficientemente grande como para poder modelar fielmente la convección natural y forzada del aire ambiente –asegurar la inexistencia de esfuerzos viscosos en los contornos abiertos del dominio-.

Explicado esto, la geometría queda limitada a los siguientes recintos o dominios: aletas/paneles, aceite y aire ambiente. Para cada dominio se utilizará una aplicación diferente. El motivo de ello radica fundamentalmente en la dificultad. A pesar de disponer ANSYS de buenas herramientas de modelado 3D, no ofrecen la suficiente comodidad ni su entorno es lo suficientemente amigable como lo ofrecido por Inventor, siendo este último ideal para la elaboración de una geometría relativamente más compleja como lo son los paneles del radiador. En definitiva, cada herramienta ofrece mayor o peor facilidad según ciertos tipos de operaciones, teniendo que decidir entonces cual emplear en cada etapa.

7.3.2 Modelado de las aletas del radiador: Autodesk Inventor

Ingeniado por la empresa que encabeza su nombre, Autodesk Inventor se trata de un paquete de modelado paramétrico 3D, basado en técnicas de Software CAD paramétrico al igual que otros programas de diseño asistido por ordenador como SolidWorks o CATIA. Inventor es empleado comúnmente en el campo de la ingeniería con objeto de la producción y mejora de nuevos productos, motivo por el que no debe confundirse con otros programas tradicionales de CAD, limitados únicamente al dimensionamiento.

El primer paso en el modelado pasa por la creación de las piezas, elementos independientes que pueden ser posteriormente ensamblados para dar forma a la geometría objetivo. Partiendo de bocetos simples en 2D trazados con las dimensiones tomadas y haciendo uso de operaciones básicas tridimensionales, tales como extrusiones, soleavaciones o barridos, se consigue dar forma a la pieza 3D buscada. La ventaja de este diseño a partir de bocetos, en calidad de modelador paramétrico, es que todos ellos pueden ser actualizados directamente con la modificación de cualquier dimensión, sin la necesidad de partir de cero. Estos archivos son guardados con una extensión de trabajo .ipt.

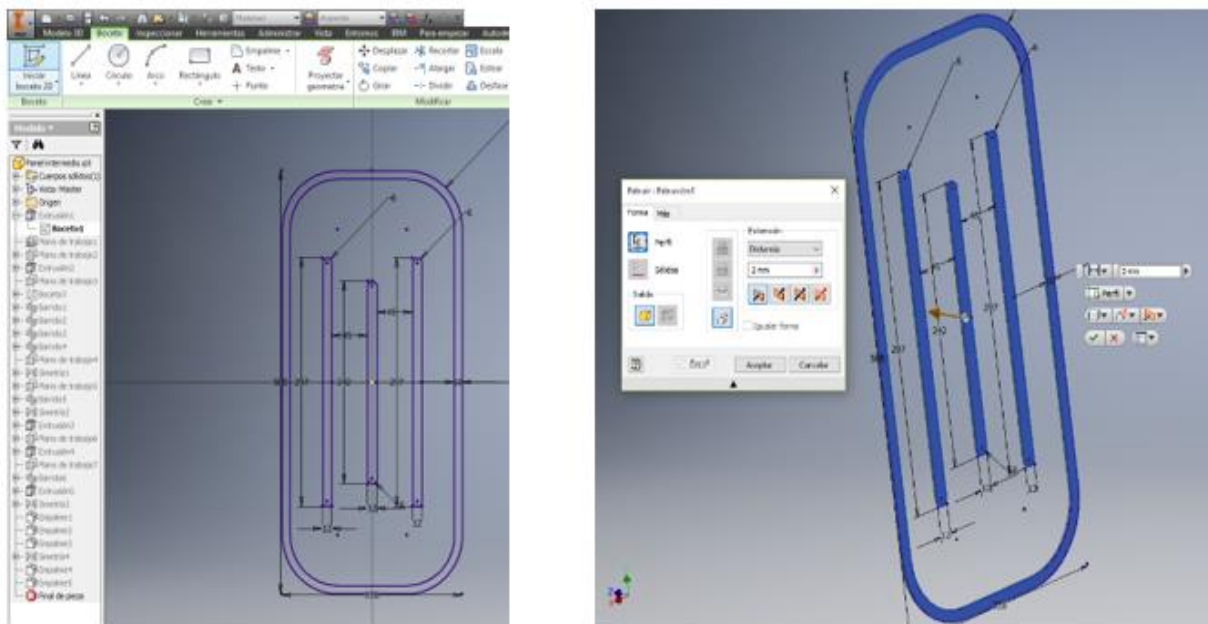


Figura 7.3: A la izquierda, uno de los bocetos 2D utilizados en la creación del panel. A la derecha, operación de extrusión del boceto [Fuente propia]

Siguiendo esta sistemática, obtenemos las tres piezas asociadas a los tres paneles de nuestro bloque, como se ve en la Figura 7.4.

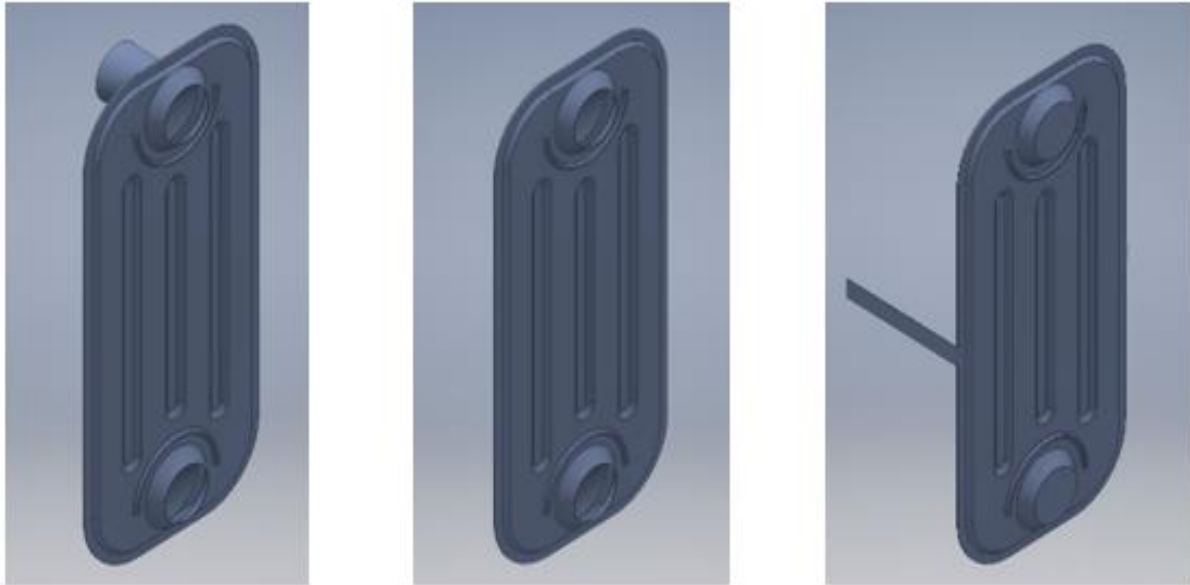


Figura 7.4: A la izquierda, primer panel con colectores. En el centro, panel intermedio. A la derecha, panel extremo con pletina de sujeción [Fuente propia]

El siguiente paso consiste en juntar las piezas obtenidas de tal forma que repliquen la geometría real, mediante un procedimiento denominado como ensamblaje. Este modo nos permite importar las piezas que se crearon previamente –tantas veces como se desee- y, en caso necesario, hacer uso de elementos normalizados incluidos en la base de datos del programa. Los elementos importados se unen entre sí mediante la aplicación en estos de restricciones totales o parciales afectando a las caras, aristas, ejes, planos... La ventaja de este procedimiento, de nuevo, reside en que, cualquier modificación realizada sobre alguna de las piezas que dan forma a un ensamblaje, se ven reflejadas automáticamente en este último, ofreciendo al usuario un manejo dinámico y de rápida respuesta.

En nuestro caso, son en definitiva dos las restricciones que se deben aplicar en nuestra geometría: por un lado, la coincidencia axial de los respectivos colectores para cada panel y, por otro lado, el contacto superficial entre paneles, de tal forma que el paso existente entre ellos sea el esperado. Haciendo esto, obtenemos finalmente la geometría en detalle del bloque radiador, vista en la Figura 7.5. Esta geometría constituye la geometría “base” de los paneles en nuestro estudio. Los modelos de más número de paneles -4, 5 y 6- se obtienen simplemente añadiendo paneles intermedios.



Figura 7.5: Geometría en detalle ensamblada para el bloque de 3 paneles [Fuente propia]

Como paso final de esta primera etapa, Inventor nos ofrece la posibilidad de plasmar adicionalmente las vistas debidamente acotadas de las piezas y ensamblajes realizados en planos, obteniendo un archivo en formato .dwg. Así, en el Documento Nº2: Planos, se presentan planos para el modelo geométrico base de tres paneles, con una acotación de las medidas más relevantes que pudieron ser medidas empíricamente y que no son fruto de suposiciones. Es decir, estos planos no pretenden presentar el nivel de detalle que normalmente requeriría un normalizado de un determinado objeto para poder ser replicado, sino dar una idea general de las dimensiones más relevantes del radiador.

7.3.3 Simplificaciones geométricas en los paneles

La utilización de una geometría tan detallada en un modelado numérico suele venir de la mano de problemas a la hora de discretizar los dominios mediante técnicas de mallado, tanto en términos de exigencia computacional como de calidad general de los elementos empleados. Es por ello que, en muchas ocasiones, son necesarias unas simplificaciones geométricas previas que, por un lado, faciliten esta tarea y, por otro lado, no tengan demasiado efecto sobre las físicas que intervienen en el problema, evitando así incongruencias o resultados alejados de lo realmente esperado.

Con esto en mente, fueron consideradas las siguientes simplificaciones geométricas en los paneles del radiador:

- 1) Eliminación de las protuberancias existentes en las superficies de los paneles localizadas en las zonas cercanas a los colectores; pese a su condición de aleta, la superficie extra añadida por estas no es tal como para notar una gran contribución a la transferencia de calor, por lo que pueden obviarse, sustituyéndose por una superficie plana.

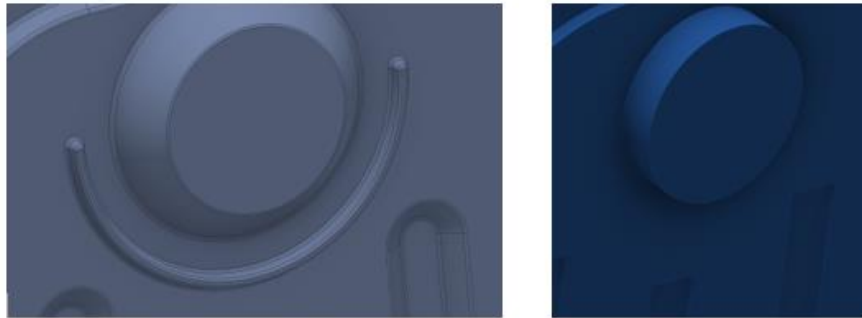


Figura 7.6: Protuberancia en las proximidades del colector y simplificación [Fuente propia]

- 2) Aproximación de las zonas soleadas de los colectores por cuerpos cilíndricos de diámetro igual al del colector; siendo el paso entre aletas relativamente pequeño, esta simplificación no supone alterar la fluidodinámica del aire ni del aceite de forma notable. En términos de transferencia de calor, la superficie de intercambio tampoco se ve comprometida.

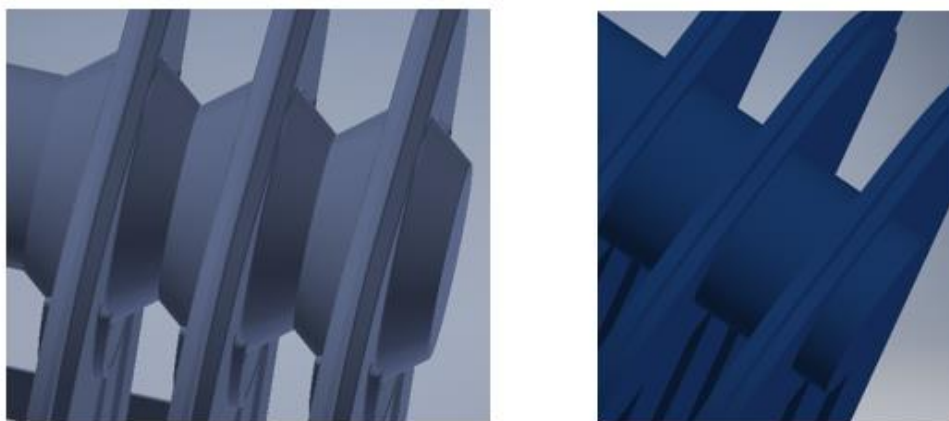


Figura 7.7: Zonas soleadas en los pasos entre paneles y simplificación [Fuente propia]

- 3) Sustitución de las secciones trapezoidales dobles de los canales por rectangulares y de los bordes en empalme en la dirección perpendicular al panel por esquinas a 90 grados; de tomar una sección rectangular, el sobredimensionamiento frente a la sección original no es tal como para alterar de forma notable los flujos máscicos de aceite por los canales, con lo que tampoco se verá demasiado afectada la transferencia de calor. Esta simplificación nos permite asegurar una mayor calidad de la malla construida, que de lo contrario no podríamos obtener en una superficie curvada y de mayor complejidad.



Figura 7.8: Sección trapezoidal doble de un conducto y simplificación [Fuente propia]

- 4) Eliminación de las pletinas de unión de las aletas del bloque radiador; teniendo un espesor de 1 mm y siendo su zona de contacto con los paneles ínfima, se puede despreciar la contribución de estos elementos a la disipación de calor del radiador.

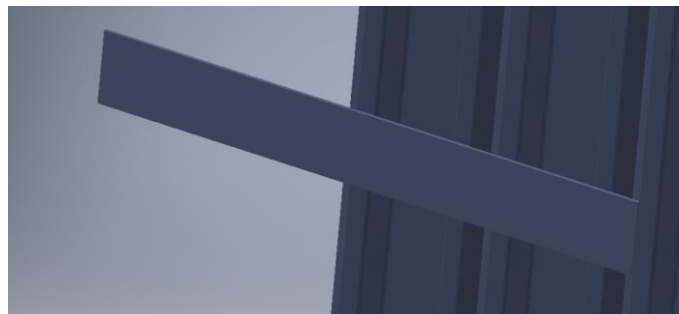


Figura 7.9: Pletina de unión entre paneles [Fuente propia]

Aplicadas estas simplificaciones geométricas, se repite de nuevo el parametrizado en Inventor, llegando a la geometría a emplear para las aletas del radiador, visualizada en la Figura 7.10. De nuevo se tiene que esta geometría de los paneles constituye la geometría “base” simplificada de los paneles. Los modelos de más de 3 paneles se obtendrían simplemente añadiendo paneles intermedios simplificados.

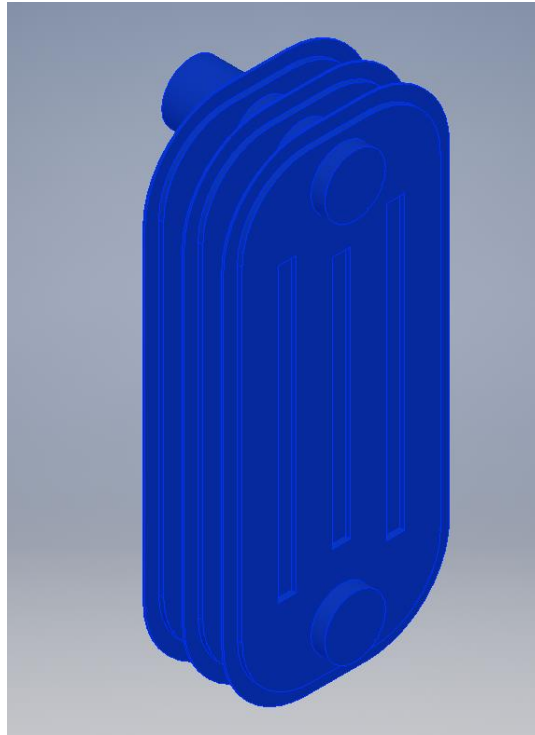


Figura 7.10: Geometría simplificada de las aletas del bloque radiador de 3 paneles

[Fuente propia]

7.3.4 Obtención del dominio fluido del aceite: SpaceClaim

Al igual que Inventor, SpaceClaim es un software de modelado sólido 3D desarrollado inicialmente por la empresa SpaceClaim Corporation. Tras ser adquirido por ANSYS en el año 2014, pasó a formar parte de sus paquetes de simulación como modelador 3D integrado. Este hecho nos ofrece, de forma muy cómoda, seguir desarrollando la geometría y posteriormente continuar con el modelo numérico sin salir de nuestro entorno de trabajo, conocido como Workbench.

Dentro de las herramientas propuestas por la tecnología de modelado de SpaceClaim, encontramos la opción “Volume Extract”, la cual nos permite crear el sólido 3D resultante de rellenar el espacio encerrado por un determinado cuerpo o conjuntos de cuerpos. En nuestro caso, buscamos crear el dominio o geometría en la que se encuentra el aceite fluyendo, esto es, precisamente, el espacio interior encerrado por las aletas y colectores del bloque radiador previamente modelado.

Para hacer esto, se importa la geometría del bloque radiador en SpaceClaim previamente exportada de Inventor en formato .step. Seguidamente, la herramienta nos pide especificar los contornos que definen la entrada y la salida del espacio

cerrado –siendo estos la propia entrada y salida del radiador-. Se genera así, finalmente, el sólido correspondiente al volumen ocupado por el líquido en el radiador, como se aprecia en la Figura 7.11.

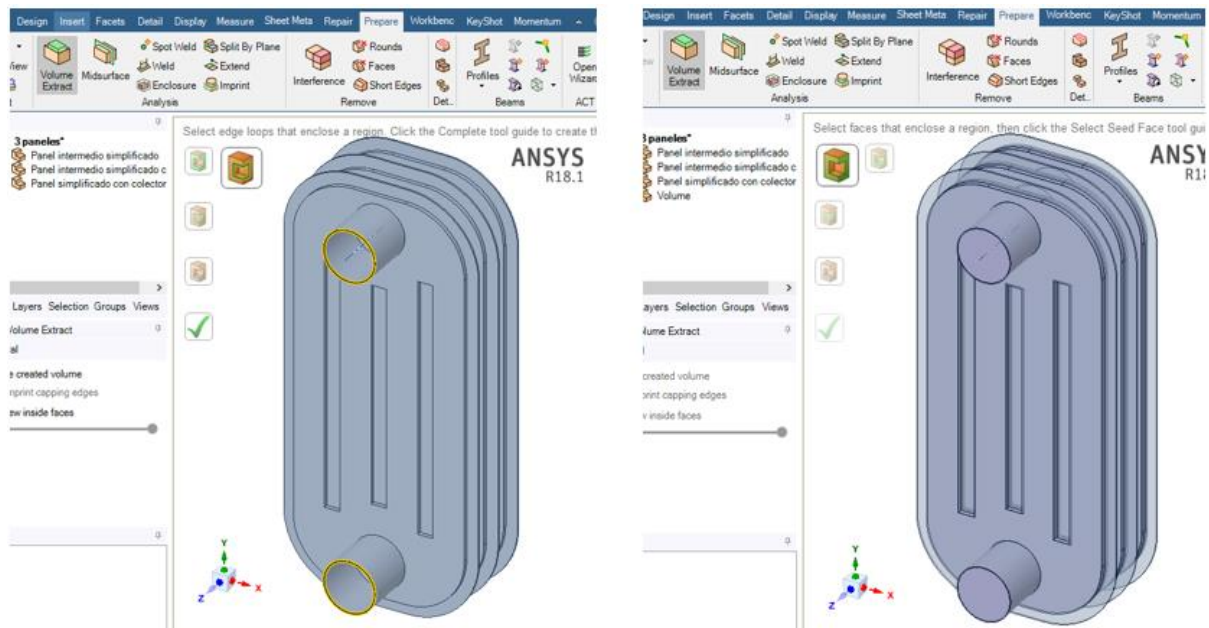


Figura 7.11: A la izquierda, selección de contornos de entrada y salida al volumen líquido. A la derecha, el dominio fluido en color lila [Fuente propia]

7.3.5 Obtención del dominio fluido del aire ambiente: DesignModeler

Una vez obtenidas las geometrías para los paneles y el volumen de aceite interno, resta modelar la geometría del aire ambiente que envuelve al radiador y recoge el calor disipado por este.

Para este fin se hace uso de DesignModeler, aplicación diseñada e integrada en ANSYS como un modelador paramétrico de sólidos 3D que, al igual que Inventor, sigue una metodología similar en la creación de sus piezas en términos de una primera etapa de dibujo de bocetos de 2D y una posterior creación del sólido mediante la aplicación de operaciones 3D.

Como ya se mencionó, el aire ambiente es modelado mediante una geometría prismática de dimensiones $0.5 \times 0.8 \times (0.3 + n \times \text{ancho panel})$ m -donde n es el número de paneles intermedios extra añadidos- dimensiones estimadas lo suficientemente grandes como pasa asegurar que la convección del aire ambiente replique en la mayor medida de lo posible lo que sucede en la realidad –inexistencia de esfuerzos

viscosos en las paredes de la geometría-. Primero se dibuja el boceto 2D que coincidirá, a su vez, con la pared de la cuba del transformador.

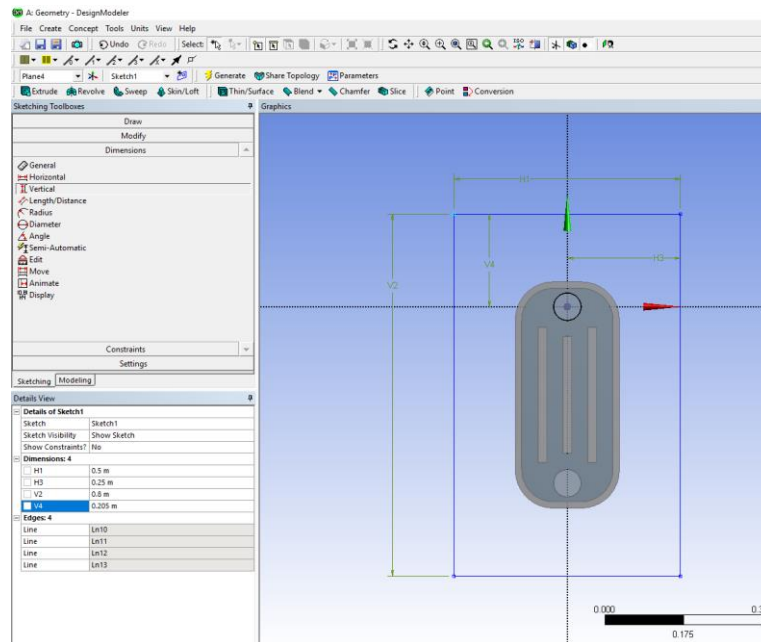


Figura 7.12: Boceto 2D a extruir para la creación de la geometría 3D prismática [Fuente propia]

A través de una operación de extrusión en el boceto, surge una geometría prismática a la que, para convertirla realmente en el espacio ocupado por el aire ambiente, debe aplicársele una operación booleana de sustracción en la que retiramos los volúmenes de los dominios del aceite y de los paneles. Con esto llegamos finalmente a la geometría objetivo compuesta por los tres dominios ya mencionados y vistos en la Figura 7.13.

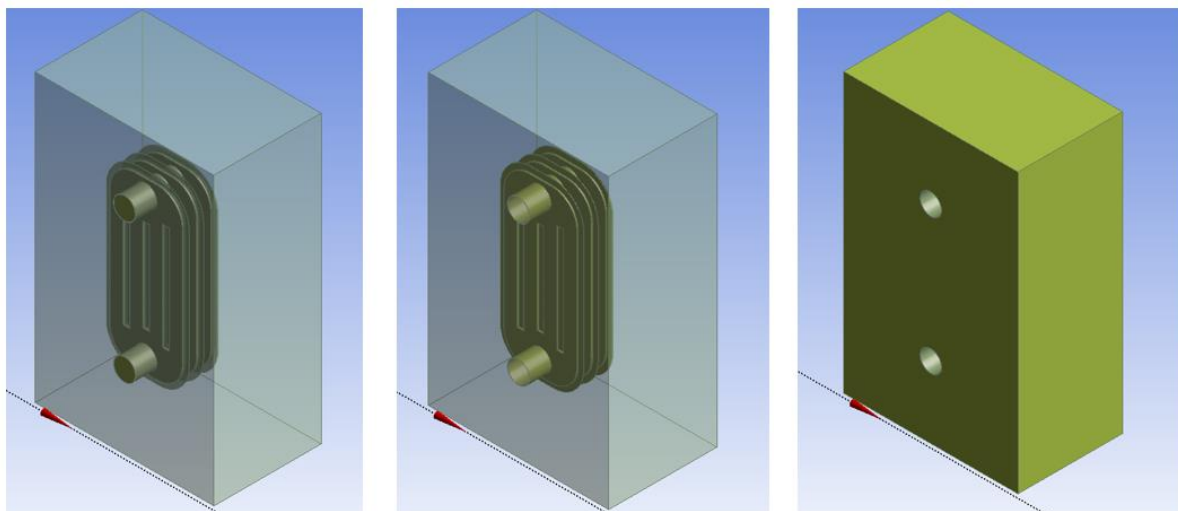


Figura 7.13: Geometría objetivo vista en sus 3 dominios, de izquierda a derecha: aceite, paneles y aire [Fuente propia]

8 FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y METODOLOGÍA EN LA SIMULACIÓN DEL RADIADOR

8.1 INTRODUCCIÓN

En el anterior capítulo fue presentada la geometría que coloquialmente se definió como “molde” de nuestro modelo numérico. La obtención de una geometría del problema constituye de los primeros pasos en la elaboración de un modelo de simulación, geometría que posteriormente debe ser discretizada para poder resolver mediante técnicas computacionales. Es decir, el modelo geométrico no es más que el molde que posteriormente se rellena con elementos geoméricamente simples donde resolver las ecuaciones físico-matemáticas que rigen nuestro problema.

Es por ello necesario conocer cuáles son los fundamentos físicos sobre los que se asienta el presente trabajo, cuestión discutida en este capítulo. Primero, se describe brevemente una interpretación del modelo.

A continuación, se introducirán las físicas que interactúan, derivándose de ellas las ecuaciones de gobierno que definen el modelo físico-matemático del radiador. Además, se contemplarán las condiciones de contorno que, en conjunto con lo anterior, nos permiten definir el modelo numérico.

Seguidamente, se expondrán las propiedades físicas de los fluidos que participan en el radiador, tales como densidad, conductividad térmica, calor específico y viscosidad dinámica.

Por último, se esbozarán aspectos relacionados con la herramienta clave en la resolución de nuestro modelo, la dinámica de fluidos computacional o CFD.

8.2 INTERPRETACIÓN DEL MODELO

Cuando estudiamos la refrigeración en transformadores y, más en concreto, en sus radiadores, los aspectos más relevantes de ser analizados son los térmicos. El modelo termo-hidráulico desarrollado en este trabajo no es más que una herramienta de análisis de lo que ocurre en las entrañas del radiador desde este punto de vista. Es decir, este modelo nos permite simular y obtener en estado estacionario –sin variación en el tiempo de las diferentes magnitudes- tanto las distribuciones de

temperatura en todos los medios sólidos y fluidos, así como la dinámica del flujo en términos de su campo de velocidades y presiones.

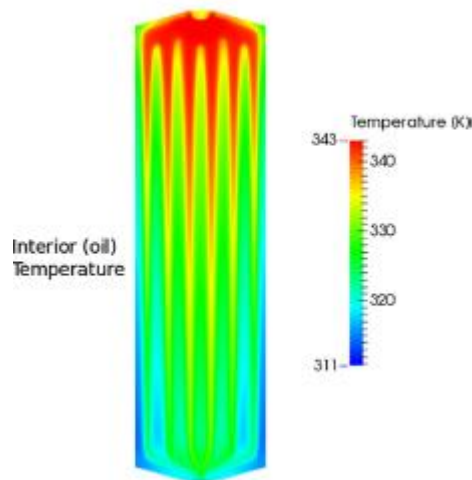


Figura 8.1: Distribución típica de temperaturas en el panel de un radiador [1]

Como ya se especificó en el anterior capítulo, nuestro modelo sólo abarca a uno de los dos bloques de paneles que componen el radiador, siendo los resultados obtenidos para uno extrapolables al adyacente. Además, se decidió por no incluir el transformador en términos de sus partes activas. Esto implica el tener que reemplazar el efecto impulsor del flujo convectivo provocado por el calor absorbido en estas por unas condiciones a la entrada que definan y, a su vez, sean representativas de ese efecto termosifón. En definitiva, son dos tales condiciones: velocidad de entrada del aceite al radiador y su temperatura de entrada.

Pese a ser en la realidad un transformador puramente ONAN, buscamos en nuestro estudio comprobar adicionalmente el efecto de forzar la convección del aire ambiente al añadir ventiladores que soplen desde la parte baja del radiador, asumiendo un funcionamiento ONAF. Estos ventiladores son sustituidos por una velocidad determinada del aire, con objeto de eludir el alto gasto computacional que supone modelarlos. No obstante, el asumir que todos los paneles son ventilados por aire a la misma velocidad es una aproximación que más lejos de la realidad se sitúa conforme añadimos un mayor número de paneles, pues el cono de aire impulsado por el ventilador no puede abarcar a todos ellos, tal y como pudieron comprobar Luciano Garelli *et al.* en [4]. Como en nuestro caso tanto las dimensiones de los paneles como las diferentes configuraciones son perfectamente abarcables por un ventilador de tamaño medio, se acepta esta simplificación.

8.3 FÍSICAS ACTUANTES: MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO Y NUMÉRICO

Son dos las físicas que intervienen e interactúan entre sí en nuestro problema. Por un lado, se tiene la transferencia de calor, tanto en medios sólidos como fluidos, mediante la cual somos capaces de determinar la distribución de temperaturas en dominios sólidos y fluidos. Por otro lado, se tiene a la mecánica de fluidos, la cual nos arroja información relacionada con el campo de velocidades y de presiones tanto del flujo de aceite por el interior del radiador, así como del aire ambiente exterior. La existencia conjunta de estos dos fenómenos es lo que conocemos como transferencia conjugada de calor o CHT por sus siglas en inglés. La obtención de unos resultados coherentes depende notablemente del correcto acople de ambas físicas.

Son dos los mecanismos proliferantes en lo que a la transferencia de calor se refiere: conducción y convección, despreciando el flujo de calor por radiación. La conducción es el mecanismo de transferencia de calor asociado a los medios sólidos y originado ante la existencia de un gradiente de temperatura, fluyendo el calor de la región a mayor temperatura a la región de menor temperatura. La conducción se tiene en la fina capa de acero que da forma a los paneles del radiador.

Gozando de mayor relevancia se tiene a la convección, mecanismo de transferencia de calor entre medios sólidos y fluidos, originada cuando se da el contacto entre un sólido y un fluido a diferente temperatura. Son dos las naturalezas en las que puede presentarse la convección: natural o forzada. En la convección natural, el flujo se origina por las fuerzas de flotabilidad que aparecen con la pérdida de densidad por parte del fluido al calentarse. Si, por el contrario, el flujo viene inducido por la acción de un mecanismo impulsor, como una bomba o ventilador, la convección pasa a nombrarse como convección forzada.

El fenómeno de la convección natural es el característico de un transformador operando en modo ONAN. El aceite, al absorber el calor de las partes activas de la máquina, se calienta, perdiendo densidad y asciende por efecto de las fuerzas de flotabilidad de carácter gravitatorio. Este penetra por los colectores del radiador y, a continuación, por las aletas, disipando calor y enfriándose en el proceso, ganando de nuevo densidad y regresando a la cuba del radiador. Con el aire exterior ocurre el

mismo efecto: al absorber el calor disipado por el radiador, pierde densidad y asciende por efecto de las fuerzas de flotabilidad.

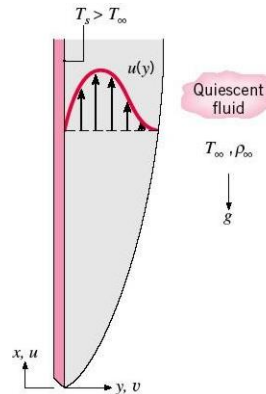


Figura 8.2: Convección natural en placa vertical [18]

8.3.1 Modelo físico-matemático: ecuaciones de gobierno

Como se acaba de decir, nuestro problema se encuentra gobernado por las físicas de la transferencia de calor y de la mecánica de fluidos, acopladas mediante lo que conocemos como transferencia conjugada de calor.

8.3.1.1 Transferencia de calor: ecuación de la energía

La transferencia de calor en los medios sólidos y fluidos se rige por la ecuación de conservación de la energía. En los dominios fluidos, ANSYS Fluent la resuelve en la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (3)$$

donde ρ es la densidad, E es la energía, \vec{v} es el campo de velocidades, k_{eff} es la conductividad térmica efectiva –computo de la conductividad térmica y conductividad térmica turbulenta de acuerdo al modelo de turbulencia empleado-, T es la temperatura, \vec{J}_j es el flujo de difusión de especie j , h_j es la entalpía de la especie j , $\bar{\tau}_{eff}$ es el tensor de esfuerzos viscosos y S_h es el término fuente de calor debido a reacciones químicas u otras generaciones de calor volumétricas a considerar en el problema. Los tres primeros términos a la derecha de la igualdad representan la transferencia de energía por conducción, difusión de especies y disipación viscosa.

Sirviéndonos de la termodinámica, sabemos que la energía E :

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (4)$$

Si reemplazamos en (3), tenemos:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right) \right) + \nabla \cdot \left(\vec{v} \left(\rho h + \frac{v^2}{2} \right) \right) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (5)$$

Sabemos que, en un flujo compresible, la contribución de los términos de energía cinética y de trabajo de presión son normalmente despreciables. Es por ello que el resolutor “pressure-based” de Fluent –utilizado en nuestro modelo- no los considera, llegando a:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \nabla \cdot (\rho h \vec{v}) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (6)$$

Despreciando la contribución por disipación viscosa y, teniendo en cuenta que no se tiene ni difusión de especies ni términos fuente de calor y que estudiaremos el radiador en estado estacionario, la ecuación se puede reducir finalmente a:

$$\nabla \cdot (\rho h \vec{v}) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) \quad (7)$$

La ecuación de la energía también es resuelta en medios sólidos, utilizando ANSYS Fluent la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \nabla \cdot (\rho h \vec{v}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (8)$$

donde, en este caso, ρ es la densidad del sólido, h es la entalpía, \vec{v} es el campo de velocidades del sólido, k es la conductividad térmica del sólido, T es la temperatura y S_h es el término de generación volumétrica de calor. Sabiendo que nos encontramos en estado estacionario, el radiador se encuentra fijo y que no existen términos fuente de calor, llegamos a:

$$\nabla \cdot (k \nabla T) = 0 \quad (9)$$

Despreciando la anisotropía del material, llegamos finalmente a la ecuación de Laplace:

$$\nabla^2 T = 0 \quad (10)$$

donde ∇^2 es el operador Laplaciano.

La entalpia en ambos casos se define como:

$$h = \int_{T_{ref}}^T C_p dT \quad (11)$$

donde T_{ref} es la temperatura de referencia –de 298.15 K en el resolutor “pressure-based”- y C_p es la capacidad calorífica de fluido y sólido, respectivamente. Recordamos que, en el fluido, esta es dependiente con la temperatura.

8.3.1.2 Mecánica de fluidos

La dinámica de cualquier flujo de fluidos viene gobernada por las conocidas ecuaciones de Navier-Stokes: ecuación de la continuidad o conservación de la masa (12) y ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento (13). Estas ecuaciones pueden ser escritas de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \rho \vec{v} \nabla \vec{v} = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau} + \vec{g}(\rho - \rho_{ref}) + \vec{F} \quad (13)$$

donde ρ es la densidad, \vec{v} es el campo de velocidades del fluido, p es el campo de presiones, $\bar{\tau}$ es el tensor de esfuerzos viscosos, \vec{g} es la aceleración de la gravedad y \vec{F} son fuerzas externas volumétricas.

El tensor de esfuerzos viscosos viene dado por la ley de Navier-Poisson:

$$\bar{\tau} = \mu(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \vec{v})\mathbf{I} \quad (14)$$

Tratándose de un fluido newtoniano incompresible en estado estacionario en el que no existe la influencia de fuerzas externas, las ecuaciones pueden reducirse a:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (15)$$

$$\rho \vec{v} \nabla \vec{v} = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \vec{v})\mathbf{I}] + \vec{g}(\rho - \rho_{ref}) \quad (16)$$

En estas ecuaciones debe tenerse en cuenta que propiedades tales como la densidad y la viscosidad son dependientes con la temperatura. La ecuación de la cantidad de

movimiento puede verse como la segunda ley de Newton para el movimiento de fluidos. El producto a la izquierda de la igualdad es lo que se conoce como el término convectivo o aceleración convectiva, es decir, lo que a ojos de la mecánica de partículas representaría la masa por la aceleración, mientras que a la derecha se tienen las fuerzas actuantes sobre el elemento fluido: una variación en la presión da lugar a fuerzas de presión $-\nabla p$, gradientes de velocidad entre elementos fluidos dan lugar a una difusión o fuerzas viscosas $\nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T)] - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \vec{v})\mathbf{I}$ y la variación de la densidad da lugar a la aparición de fuerzas de flotabilidad $\vec{g}(\rho - \rho_{ref})$.

Al ser el gradiente de presiones en el aire ambiente despreciable, son igualmente de aplicación las ecuaciones aquí expuestas, al poder aproximar este como incompresible.

No debe olvidarse que el acople térmico en nuestro problema implica la interrelación de estas ecuaciones con la ecuación de la energía y viceversa.

Aproximación de Boussinesq

En aquellos flujos inducidos por convección natural -como el caso del aire ambiente que envuelve al radiador-, es común realizar una aproximación que consiste en suponer constante la densidad del fluido excepto en el término de flotabilidad de la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento. Este arreglo recibe el nombre de aproximación de Boussinesq y nos permite tratar las variaciones de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura de una forma simplificada, reduciendo la no-linealidad de las ecuaciones y garantizando una mayor facilidad en la convergencia de la solución.

De esta forma, conocido el coeficiente de dilatación térmica del fluido β y una densidad de referencia ρ_0 a una temperatura de referencia T_0 , el término de flotabilidad puede reformularse como:

$$\vec{g}(\rho - \rho_{ref}) \approx -\rho_0 \beta (T - T_0) \vec{g} \quad (17)$$

Reagrupando términos, tenemos que la densidad viene aproximada por la siguiente fórmula:

$$\rho = \rho_0(1 - \beta \Delta T) \quad (18)$$

donde ΔT es la diferencia de temperaturas entre la local y la tomada como referencia.

Cabe destacar que la validez de esta formulación se mantiene mientras los cambios en la densidad y, por tanto, en la temperatura, sean pequeños. En concreto, deberá verificarse que $\beta(T - T_0) \ll 1$.

Esta aproximación es en nuestro modelo de especial interés de cara a la modelización de la convección natural del aire ambiente que envuelve al radiador, pues los gradientes de temperatura existentes y estimados verifican el criterio de validez.

8.3.2 Condiciones de contorno

La definición de un modelo numérico requiere del establecimiento de unas condiciones de contorno que sean características de nuestro problema. En lo que a la transferencia de calor se refiere, se define/considera:

- Temperatura entrante del líquido dieléctrico: 60, 70 y 80°C.
- Temperatura del aire ambiente: 27°C.
- Se considerará la pared del dominio del aire coincidente con la cuba del radiador adiabática, despreciando así el calor disipado por esta.
- Flujo de calor convectivo entre aceite-panel y panel-aire: inicialmente, esta condición viene impuesta y controlada por el acople de la física. Como se verá posteriormente en el capítulo de estudios previos, la convección con el aire será aproximada por unos coeficientes de película debidamente estimados.
- Flujo convectivo de calor en el contorno de salida del radiador y del dominio del aire.

En la mecánica de fluidos encontramos, por su parte:

- Velocidad de entrada del aceite al radiador: 0,015, 0,01 y 0,005 m/s. Estas velocidades se decidieron/estimaron en base a los valores considerados por los autores Gustavo Ríos *et al.* en sus simulaciones [1].
- Con el transformador operando en modo ONAN, la entrada de aire se define como un contorno abierto. Operando en modo ONAF, se definen unas velocidades de entrada de 1, 3 y 5 m/s. Estas velocidades se decidieron/estimaron en base a las velocidades obtenidas en simulaciones para ventiladores por los autores Wim Van der Veken *et al.* [2].

- En el contorno correspondiente a la salida del fluido, consideramos una presión nula.
- La velocidad del flujo en las paredes de los paneles y en la pared de la cuba es nula, atendiendo a la formación de capas límites hidrodinámicas –condición de no deslizamiento-.
- Exceptuando a la pared que se corresponde con la cuba del transformador, el resto de paredes del dominio del aire son definidas como contornos abiertos –esfuerzo viscoso nulo-.

Como se ha visto, se definen para las condiciones de entrada –velocidad y temperatura de entrada del aceite y velocidad de entrada del aire- varios valores. Esto es así debido a la intención de realizar un gran barrido de simulaciones que contemplen diferentes puntos de funcionamiento del radiador.

8.3.3 Modelo numérico

Una vez se han expuesto las ecuaciones de gobierno y las condiciones de contorno propias de nuestro problema, se puede proceder a definir el modelo numérico a resolver, que surge del cómputo de ambas.

- Transferencia de calor en sólidos:

$$\nabla^2 T = 0 \quad (19)$$

$$\vec{q} = -k\nabla T \quad (20)$$

- Fluido:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (21)$$

$$\rho \vec{v} \nabla \vec{v} = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T)) - \frac{2}{3} \mu(\nabla \cdot \vec{v}) \mathbf{I} + \vec{g}(\rho - \rho_{ref}) \quad (22)$$

$$\nabla \cdot (\rho h \vec{v}) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) \quad (23)$$

$$\vec{q} = -k_{eff} \nabla T \quad (24)$$

- Temperatura constante:

$$T = T_0 \quad (25)$$

- Entrada:

$$\vec{v} = -U_0 \vec{n} \quad (26)$$

- Flujo saliente:

$$p = p_0 \quad (27)$$

$$\left[-\nabla p + \nabla \cdot (\mu(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T)) - \frac{2}{3} \mu(\nabla \cdot \vec{v}) \mathbf{I} \right] \vec{n} = -\hat{p}_0 \vec{n} \quad (28)$$

$$-\vec{n} \cdot \vec{q} = 0 \quad (29)$$

- Aislamiento térmico:

$$-\vec{n} \cdot \vec{q} = 0 \quad (30)$$

- Pared:

$$\vec{v} = 0 \quad (31)$$

- Contorno abierto:

$$\left[-p \mathbf{I} + \mu(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) - \frac{2}{3} \mu(\nabla \cdot \vec{v}) \mathbf{I} \right] \cdot \vec{n} = -f_0 \cdot \vec{n} \quad (32)$$

$$f_0 = 0 \quad (33)$$

$$T = T_0, \text{ si } \vec{n} \cdot \vec{v} < 0 \quad (34)$$

$$-\vec{n} \cdot \vec{q} = 0, \text{ si } \vec{n} \cdot \vec{v} \geq 0 \quad (35)$$

Una vez se aplique la eliminación del dominio del aire:

- Flujo de calor convectivo:

$$-\vec{n} \cdot \vec{q} = q_0 \quad (36)$$

$$q_0 = h \cdot (T_{ext} - T) \quad (37)$$

8.3.4 Parámetros que caracterizan a un flujo

Tanto la transferencia de calor como la dinámica de un flujo pueden ser descritos mediante parámetros adimensionales que lo caracterizan. Estos parámetros nos permiten conocer acerca del régimen en el que se encuentra el fluido, es decir, determinando si el flujo es laminar o turbulento, además de estimar la eficacia en la transferencia de calor o la extensión de las capas límites térmica e hidrodinámica. De

entre los muchos existentes, destacamos los siguientes números o parámetros adimensionales relevantes en nuestro trabajo: el número de Reynolds, el número de Prandtl, el número de Grashof y de Rayleigh, y el número de Nusselt.

Número de Reynolds

Relacionando la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión característica de un flujo, el número de Reynolds es el parámetro que mide la importancia relativa del término convectivo de la aceleración de un elemento fluido frente al término viscoso en la ecuación de la cantidad de movimiento. Este número nos permite determinar el régimen de un determinado flujo de fluido, es decir, diferenciar si se trata de un flujo laminar o turbulento. En el caso de flujos abiertos, se considera un flujo laminar todo aquel que presente valores del número de Reynolds por debajo de $5 \cdot 10^5$. Para aquellos flujos de fluido por el interior de conductos, se considera un régimen laminar cuando el número de Reynolds es inferior a 2100 y turbulento cuando este es mayor que 4000. Los regímenes con un número de Reynolds entre esos citados valores son conocidos como de transición laminar-turbulenta.

$$Re = \frac{[\text{Término convectivo}]}{[\text{Término viscoso}]} = \frac{\rho v \frac{\partial v}{\partial x}}{\mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}} \sim \frac{\rho v \frac{v}{L}}{\mu \frac{v}{L^2}} = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (38)$$

Se deduce, por tanto, que, para flujos en régimen laminar, predominan los esfuerzos viscosos frente a los convectivos, mientras que en régimen turbulento ocurre lo contrario.

Número de Prandtl

El número de Prandtl es el parámetro que establece la relación entre la difusión molecular del momento y la difusividad térmica de un determinado flujo.

$$Pr = \frac{[\text{Difusividad molecular del momento}]}{[\text{Difusividad térmica}]} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (39)$$

Este parámetro determina la relación entre los espesores de las capas límites térmica e hidrodinámica, de especial importancia en problemas de transferencia de calor. Para $Pr > 1$ se tiene que la difusividad molecular del momento es mayor que la difusividad térmica o, lo que es lo mismo, la capa límite hidrodinámica presenta un mayor espesor que la capa límite térmica, siendo la eficiencia de la convección mayor

frente a la conducción del calor. Para $Pr < 1$ se tiene la situación contraria, es decir, se tiene un mayor espesor de la capa límite térmica, siendo más eficiente la conducción del calor frente a la convección. En aceites minerales, el número de Prandtl toma valores cercanos a 100, siendo entonces predominante la convección. En fluidos, este número toma valores que van desde menos de 0,01 para metales líquidos hasta más de 3000 para aceites viscosos.

Número de Grashof y de Rayleigh

El número de Grashof se puede definir como el análogo al número de Reynolds en la convección natural. Este número establece la relación entre las fuerzas de flotabilidad y las fuerzas de viscosidad en un flujo inducido por convección natural. Para el caso de una placa vertical de longitud L , este se define como:

$$Gr_L = \frac{[Fuerzas\ de\ flotabilidad]}{[Fuerzas\ viscosas]} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (40)$$

En conjunción con el número de Reynolds, este parámetro nos permite determinar el mecanismo predominante de convección en un flujo a través del cociente conocido como número de Richardson:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (41)$$

Cuando $Ri \gg 1$ predomina la convección natural frente a la forzada, mientras que cuando $Ri \ll 1$ se pueden despreciar los efectos de la convección natural frente a la convección forzada.

Multiplicando este parámetro por el número de Prandtl, llegamos al número de Rayleigh, que, para una placa vertical de longitud L , se define como:

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu} \quad (42)$$

Este parámetro nos permite informarnos sobre el régimen del flujo en convección natural, determinando si este es laminar o turbulento. Por encima de un cierto valor crítico –en torno a 10^9 en placas verticales- el flujo se torna turbulento, mientras que por debajo de este el flujo se considera laminar. Resultando del producto del número de Prandtl, este número nos indica además la importancia relativa de los mecanismos de transferencia de calor.

El número de Rayleigh aparece en numerosas correlaciones desarrolladas para el cálculo de números de Nusselt en problemas de convección natural, a través del cual se determina el coeficiente de película h .

Número de Nusselt

El número de Nusselt establece la relación entre la transferencia de calor en una superficie por la convección del fluido que discurre por ella y la transferencia de calor si esta sólo se diese por conducción:

$$Nu_L = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} = \frac{hL}{k_f} \quad (43)$$

donde L es una longitud característica -la cual suele ser tomada en la dirección de crecimiento de la capa límite-, k_f es la conductividad térmica del fluido y h es el coeficiente de transferencia de calor o de película.

La expresión justo mostrada se define como el número de Nusselt medio para una determinada superficie, pudiendo definirse un número de Nusselt local de un punto de interés al tomarse su distancia referida al comienzo del parámetro característico de longitud:

$$Nu_x = \frac{hx}{k_f} \quad (44)$$

El número de Nusselt medio, conocida la expresión para el número de Nusselt local, se obtiene mediante la integración para todo el rango de interés, como, por ejemplo:

$$\overline{Nu}_L = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x(x) dx \quad (45)$$

Son muchas las correlaciones empíricas que permiten determinar tanto el número de Nusselt local como medio para diferentes configuraciones geométricas y de flujo. Estas correlaciones suelen presentar la forma $Nu = f(Re, Pr)$ en convección forzada y $Nu = f(Ra, Pr)$ en convección natural. Conocido el número de Nusselt, se pueden calcular los coeficientes de transferencia de calor en una determinada superficie, localmente o promediados.

8.4 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS MATERIALES

Además de conocer las propiedades físicas del material que da forma al radiador estudiado, es necesario definir debidamente las propiedades del fluido refrigerante trasegado por este. En un problema fluido-térmico como el que nos incumbe, las propiedades a conocer se limitan a la densidad, conductividad térmica, calor específico y viscosidad dinámica. Es la introducción de estos parámetros la que realmente nos permite correctamente simular el comportamiento del flujo dentro del modelo de simulación. Son dos los fluidos considerados dentro del radiador: un aceite mineral y un éster natural -líquido dieléctrico alternativo y biodegradable-. Externamente, se tiene al aire ambiente.

La interacción de las físicas actuantes entre elementos sólidos y el fluido obliga a expresar las propiedades anteriormente mencionadas en términos de funciones matemáticas que contemplen su variación con la temperatura, en aras de una buena resolución. Esto se consigue a través de los datos proporcionados por el fabricante.

8.4.1 Propiedades de los líquidos dieléctricos

Se exponen a continuación las funciones matemáticas de cada propiedad en función de la temperatura derivadas de los datos del fabricante, para los dos líquidos dieléctricos empleados. Se muestra, además, una comparativa entre ellos en forma de gráfica.

8.4.1.1 Densidad

T (K)	Densidad (kg/m ³)
273	904,3
277	901,5
283	897,2
303	879,4
323	868,7

Tabla 8.1: Densidad del aceite mineral [Fuente propia]

T (K)	Densidad (kg/m ³)
273	926,5
277	923,8
283	919,8
303	903,2
323	893,2

Tabla 8.2: Densidad del éster natural [Fuente propia]

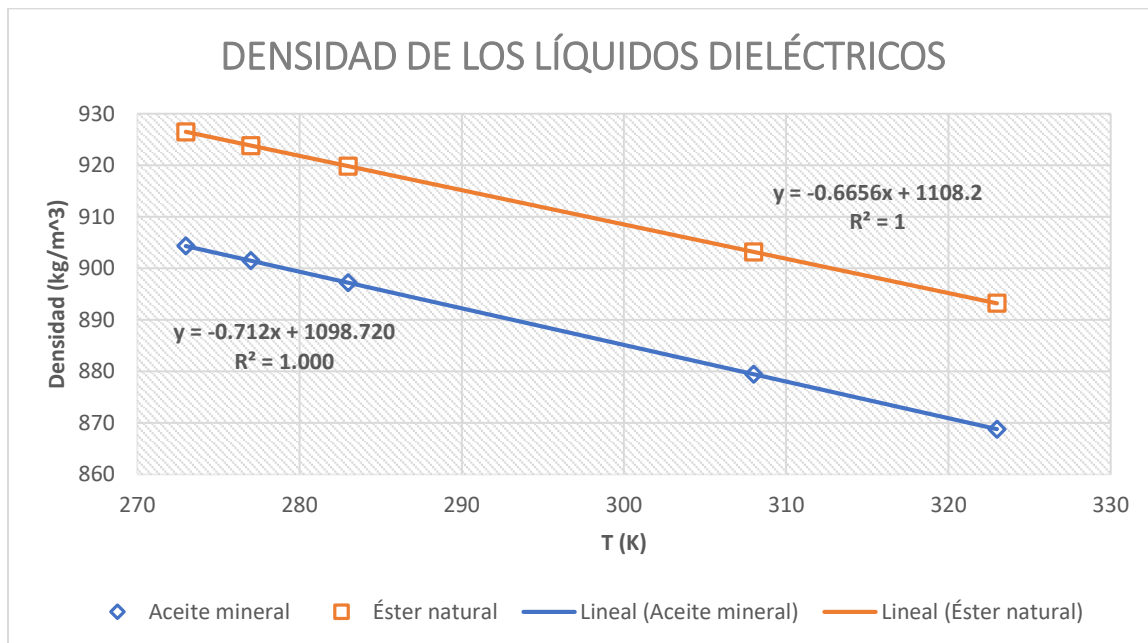


Figura 8.3: Densidades de los líquidos dieléctricos [Fuente propia]

Las expresiones de la densidad en función de la temperatura obedecen a:

$$\rho_{\text{mineral}}(T) = 1098,72 - 0,712T \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (46)$$

$$\rho_{\text{éster}}(T) = 1108,2 - 0,6656T \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (47)$$

donde el valor de T viene dado en grados Kelvin.

Como podemos ver en la gráfica, el aceite mineral presenta –aunque apenas apreciable– una mayor tasa de pérdida de densidad que el éster natural, denotando del primero su mayor capacidad para generar fuerzas de flotabilidad mayores. Para

todo el rango de temperaturas de interés, tenemos, además, que la densidad del éster natural es mayor que la del aceite mineral.

8.4.1.2 Conductividad térmica

T (K)	Conductividad térmica (W/m·K)
298	0,12974
323	0,12796
353	0,12583

Tabla 8.3: Conductividad térmica del aceite mineral [Fuente propia]

T (K)	Conductividad térmica (W/m·K)
298	0,1512
323	0,1577
353	0,1583

Tabla 8.4: Conductividad térmica del éster natural [Fuente propia]

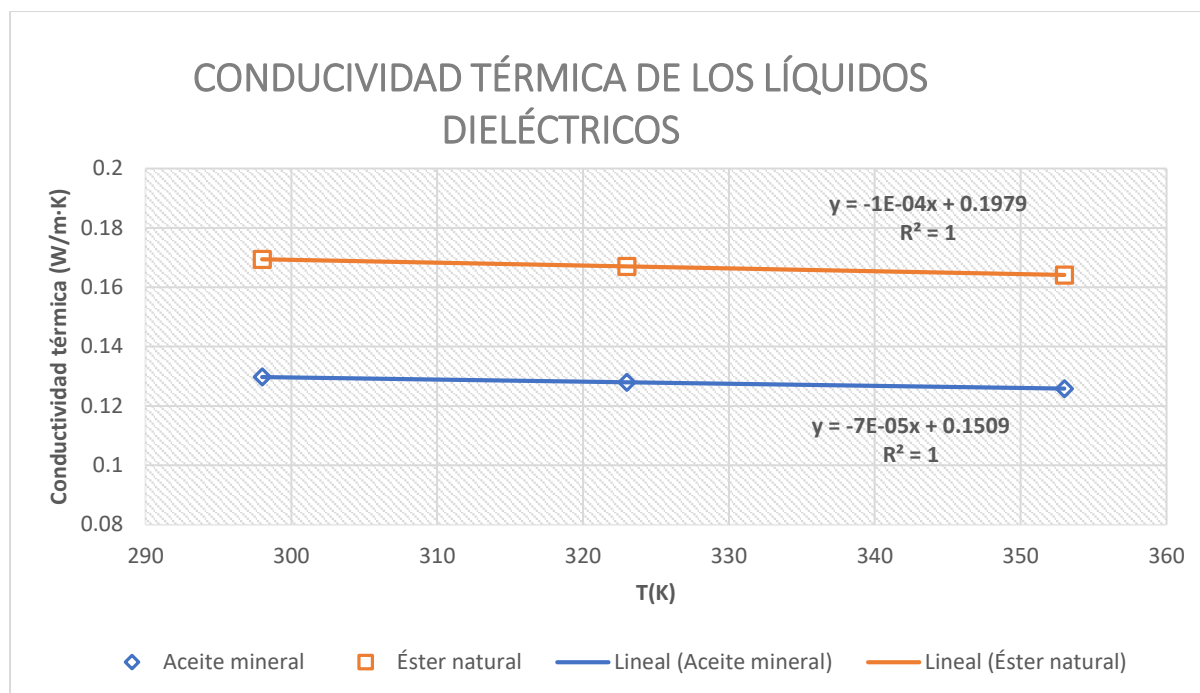


Figura 8.4: Conductivades térmicas de los líquidos dieléctricos [Fuente propia]

Las expresiones de la conductividad térmica en función de la temperatura se escriben como:

$$k_{\text{mineral}}(T) = 0,1509 - 0,00007101T \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (48)$$

$$k_{\text{éster}}(T) = 0,1979061 - 0,00009564T \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (49)$$

donde el valor de T viene dado en grados Kelvin.

Observando la gráfica, vemos que, para el rango de temperaturas de interés, la conductividad térmica permanece prácticamente constante con una ligera tasa de disminución -lo que perjudica a la transferencia de calor con las altas temperaturas-. Para todo este rango, la conductividad térmica del éster natural se impone a la del aceite mineral.

8.4.1.3 Calor específico

T (K)	Calor específico (J/kg·K)
293	1856,1
303	1891,9
313	1927,7
323	1963,5
333	1999,3
343	2035,1
353	2070,9

Tabla 8.5: Calor específico del aceite mineral [Fuente propia]

T (K)	Calor específico (J/kg·K)
293	1961,2
303	1991
313	2020,8
323	2050,6
333	2080,4
343	2110,2
353	2140

Tabla 8.6: Calor específico del éster natural [Fuente propia]

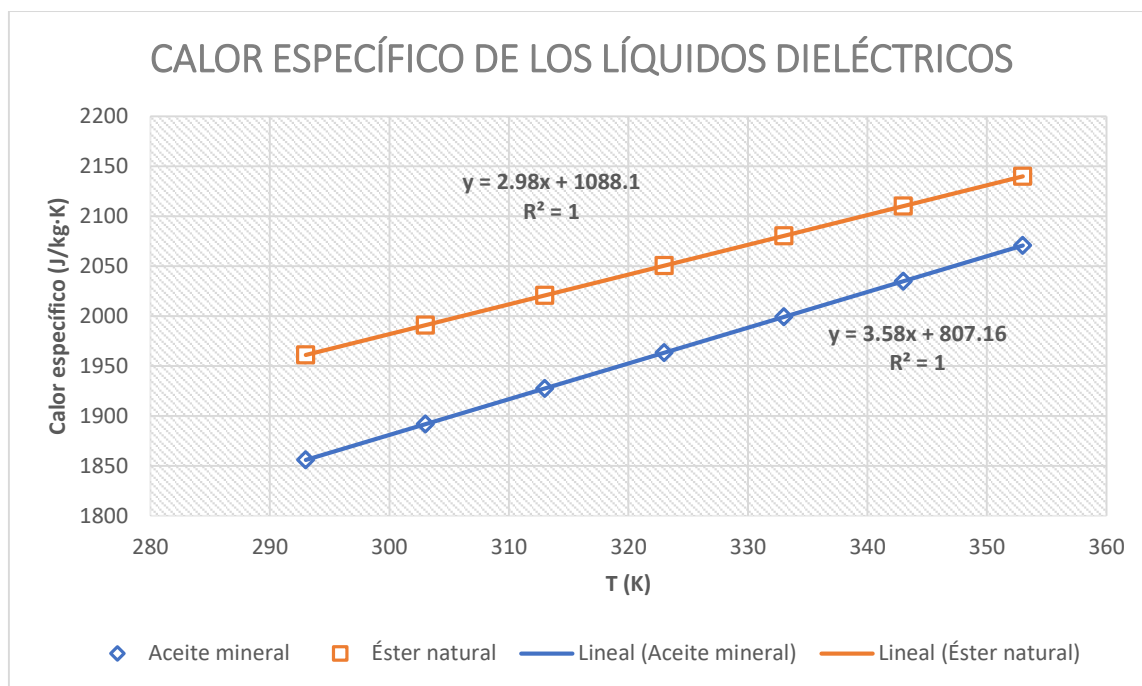


Figura 8.5: Calor específico de los líquidos dieléctricos [Fuente propia]

Las expresiones para el calor específico en función de la temperatura son como sigue:

$$C_{p_{\text{mineral}}}(T) = 807,163 + 3,58T \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (50)$$

$$C_{p_{\text{éster}}}(T) = 1088,1 + 2,98T \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (51)$$

donde el valor de T viene dado en grados Kelvin

En la gráfica se ve como, para todo el rango de temperaturas de interés, el calor específico del éster natural se impone al del aceite mineral; no obstante, cabe puntualizar que el primero presenta una tasa de aumento con la temperatura mayor a la del segundo.

8.4.1.4 Viscosidad dinámica

T (K)	Viscosidad dinámica (Pa·s)
293	0,0104
303	0,0094
313	0,0085

323	0,0076
333	0,0069

Tabla 8.7: Viscosidad dinámica del aceite mineral [Fuente propia]

T (K)	Viscosidad dinámica (Pa·s)
293	0,0625
303	0,0487
313	0,0369
323	0,0272
333	0,0195

Tabla 8.8: Viscosidad dinámica del éster natural [Fuente propia]

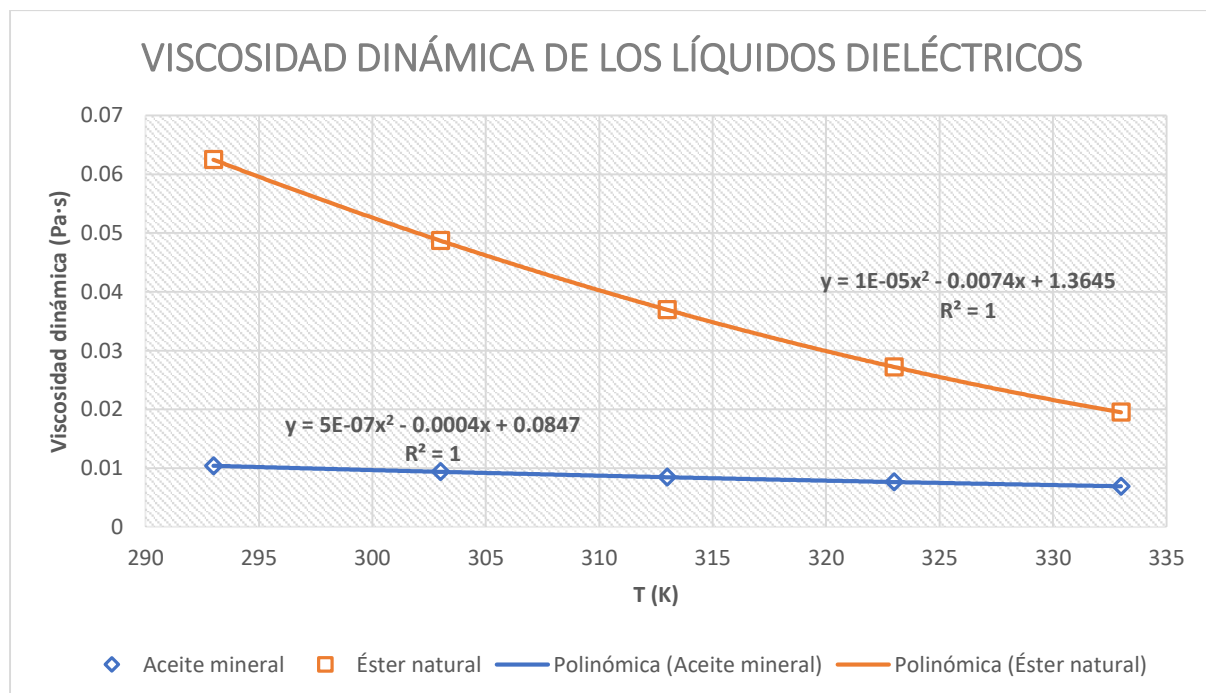


Figura 8.6: Viscosidades dinámicas de los líquidos dieléctricos [Fuente propia]

Las expresiones en función de la temperatura para la viscosidad dinámica se muestran a continuación:

$$\mu_{\text{mineral}}(T) = 0,08467 - 4 \cdot 10^{-4}T + 5 \cdot 10^{-7}T^2 \text{ [Pa} \cdot \text{s]} \quad (52)$$

$$\mu_{\text{éster}}(T) = 1,364536 - 0,007408T + 1,01188 \cdot 10^{-5}T^2 \text{ [Pa} \cdot \text{s]} \quad (53)$$

donde el valor de T viene expresado en grados Kelvin.

En la gráfica observamos como la tasa de variación de la viscosidad del éster natural -especialmente a bajas temperaturas- es notablemente mayor a la presentada por el aceite mineral. Además, se tiene que, para todo el rango de temperaturas de interés, la viscosidad del éster natural es remarcablemente mayor a la de este último.

A la luz de lo que las comparativas nos arrojan, es de esperar en los resultados una mayor disipación de calor por parte del éster natural frente al aceite mineral; sin embargo, en lo que a la dinámica del flujo se refiere, es de esperar una mayor pérdida de carga en el primero, debido a una mayor influencia de los términos viscosos en la ecuación de la cantidad de movimiento.

8.4.2 Propiedades del aire

Las propiedades del aire vienen predefinidas en la librería interna de materiales proporcionada por FLUENT, no siendo necesarias determinarlas experimentalmente; no obstante, estas propiedades vienen expresadas en términos de valores constantes y no por funciones que determinan su variación con la temperatura. La modelización de la convección natural del aire a través de la aproximación de Boussinesq nos permite, aportando un valor adecuado obtenido de la literatura para el coeficiente de dilatación térmica del aire, prescindir de estas funciones.

8.4.3 Propiedades de los materiales sólidos.

Como material sólido en nuestro modelo sólo tenemos el acero de los paneles del radiador, sirviéndonos de las propiedades proporcionadas de nuevo por la librería interna de FLUENT:

- Densidad: 8030 kg/m³.
- Conductividad térmica: 16,27 W/(m·K).
- Calor específico: 502,48 J/(kg·K).

8.5 LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

Desde su bien temprana formulación hasta nuestros días, las ecuaciones de Navier-Stokes, gobernantes del movimiento de cualquier fluido newtoniano, han venido arrastrando consigo una carga que, durante todos estos años, ha intentado ser aliviada por los esfuerzos de muchas entidades en el mundo de las matemáticas. Y, es que, este conjunto de ecuaciones en derivadas parciales carece de una solución analítica general, salvo en situaciones muy concretas de tipos de flujo. Es por ello que, en la resolución de problemas de alta complejidad de flujo de fluidos, es preciso recurrir al análisis numérico para poder obtener una solución aproximada a la realidad.

La rama de la mecánica de fluidos que se ocupa de esto, apoyándose en potentes herramientas de cálculo numérico en forma de softwares informáticos, recibe el nombre de Dinámica de Fluidos Computacional o CFD –de su acrónimo en inglés Computational Fluid Dynamics-. Se nos permite así, realizar complejos análisis de la dinámica del flujo, la transferencia de calor y procesos asociados, tales como reacciones químicas, de una manera sólida y fiable. Tal es su importancia, que actualmente cuenta con un amplio abanico de aplicación tanto en campos industriales como no-industriales: aerodinámica, turbomáquinas, refrigeración de componentes eléctricos y electrónicos, ingeniería biomédica...

8.5.1 Proyección histórica y ventajas derivadas de su uso

Desde la década de 1960 en adelante, la industria aeroespacial ha integrado técnicas de CFD en el diseño, investigación y desarrollo, y fabricación de aviones y motores a reacción. Más recientemente, los métodos se han aplicado al diseño de motores de combustión interna, cámaras de combustión de turbinas de gas y hornos. Además, los fabricantes de automóviles ahora predicen de forma rutinaria magnitudes tales como las fuerzas de arrastre, los flujos del aire en las proximidades del motor o la interacción general fluido-estructura. Cada vez más, el CFD se está convirtiendo en un componente vital en el diseño de productos y procesos industriales.

El objetivo final de los desarrollos en el campo de CFD es proporcionar una capacidad comparable a otras herramientas CAE -ingeniería asistida por ordenador- como los códigos de análisis estructural. La razón principal por la que el CFD se ha quedado atrás es la tremenda complejidad del comportamiento de la física que lo sustenta, que

imposibilita una descripción del flujo que, al mismo tiempo, sea económica y suficientemente completa. La disponibilidad de hardware de computación asequible de alto rendimiento y la introducción de interfaces amigables con el usuario han llevado a un reciente aumento en el interés, entrando el CFD como herramienta general de la industria desde la década de 1990.

Son varias las ventajas que el CFD nos ofrece frente al enfoque más experimental en términos del estudio de la mecánica de fluidos:

- Reducción sustancial de los plazos y costes de nuevos diseños.
- Capacidad para estudiar sistemas donde los experimentos son difíciles o imposibles de realizar -como, por ejemplo, en sistemas muy grandes-.
- Capacidad para estudiar sistemas en condiciones de peligro o más allá de sus puntos normales de funcionamiento y/o servicio.
- Nivel de detalle de los resultados prácticamente ilimitado.

La variabilidad del coste en un experimento, en términos de alquiler de instalaciones y/o costos de personal por hora, es proporcional a la cantidad de datos recogidos y al número de configuraciones probadas. Por su parte, los códigos CFD pueden producir volúmenes extremadamente grandes de resultados prácticamente sin ningún gasto adicional, y es muy barato realizar estudios paramétricos, por ejemplo, para optimizar el rendimiento del equipo.

Esta situación es justamente en la que nos encontramos en el presente trabajo: ante la inviabilidad material, económica y de tiempo que supondría el realizar un ensayo experimental del radiador –gran volumen de aceite y layouts específicos-, se optó por llevar a cabo una simulación numérica paramétrica para varios puntos de funcionamiento del mismo.

8.5.2 Funcionamiento de un código CFD

Los códigos CFD se estructuran en torno a algoritmos numéricos que pueden abordar problemas de flujo de fluidos. Con el fin de proporcionar un fácil acceso a su poder de resolución, todos los paquetes CFD comerciales incluyen sofisticadas interfaces de usuario para introducir parámetros asociados a los problemas y examinar los resultados.

La dinámica de fluidos computacional sigue, fundamentalmente, el siguiente proceso:

- 1) Se aproximan las magnitudes fluidas –campo de velocidades, de presiones, densidad...- por un número finito de valores en puntos que conocemos por el nombre de nodos; es decir, pasamos de un medio continuo a un medio discretizado.

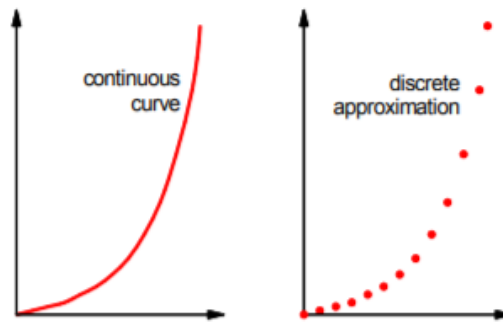


Figura 8.7: Discretización de una variable continua [24]

- 2) Se discretizan las ecuaciones de gobierno del fluido o de Navier-Stokes, aproximándolas en función de los valores de los nodos. Pasamos, por tanto, de ecuaciones integrales propias de un medio continuo a ecuaciones algebraicas propias de un medio discreto.
- 3) Se resuelve el sistema de ecuaciones algebraicas resultantes y se obtienen los resultados asociados a cada nodo.

En el mundo de la técnica CFD, estos tres pasos pasan a agruparse en las siguientes etapas: (1) pre-procesado, (2) resolutor y (3) un post-procesado.

8.5.2.1 Pre-procesado

El pre-procesado consiste en la entrada de un determinado problema de flujo de fluidos a un programa CFD por medio de una interfaz amigable para el usuario y la posterior transformación de esta entrada en una forma adecuada para que la use el resolutor. Las actividades del usuario en la etapa de pre-procesado comprenden:

- 1) Definición de la geometría de la región de interés: esto es lo que conocemos como la definición del dominio computacional.
- 2) Generación de la malla: subdivisión o discretizado del dominio en subdominios más pequeños, los cuales no se superponen entre ellos. Esto es lo que

conocemos como la malla, conformada por un número de elementos o volúmenes de control.

- 3) Selección de los fenómenos físicos/químicos a modelar.
- 4) Definición de las propiedades del fluido.
- 5) Especificación de las condiciones de contorno propias del problema: asociadas a las celdas que coinciden o tocan el contorno del dominio.

La solución a un problema de flujo -velocidad, presión, temperatura, etc.- se define en los nodos dentro de cada celda. La precisión de una solución CFD dependerá ampliamente del número de elementos en los que se subdivide la malla. En general, cuanto mayor sea el número de celdas, mayor será la precisión de la solución. O, mejor dicho, conforme tienda a cero el valor del tamaño de los elementos de la malla, es decir, cuanto más se acerque la malla al continuo, mayor precisión presentarán los resultados. Tanto la precisión de una solución como su gasto computacional y el tiempo de cálculo dependen del refinamiento de la malla, debiendo buscar una solución de compromiso en función del tipo de estudio a realizar. Las mallas óptimas a menudo no son uniformes: son más finas en áreas donde existen grandes gradientes de las magnitudes fluidas y más gruesas en regiones con cambios apenas palpables. Son varios los esfuerzos dirigidos a desarrollar códigos CFD con una capacidad de malla automática -auto-adaptativa-. Estos programas permitirían, en definitiva, el mallado automático en función de la magnitud de los gradientes de las variables en juego. No obstante, aún queda mucho trabajo de desarrollo básico por hacer antes de que estas técnicas sean lo suficientemente robustas como para ser incorporadas en los códigos CFD comerciales. En la actualidad, aún se depende de las habilidades del usuario de CFD para diseñar una malla que permita un compromiso adecuado entre la precisión deseada y el gasto computacional en términos de hardware y tiempo de cálculo.

Aproximadamente, más del 50% del tiempo dedicado a un proyecto de CFD se centra en la definición de la geometría del dominio y en la generación de una malla adecuada. Para maximizar la productividad de un usuario encargado de estos proyectos, todos los códigos principales ahora incluyen su propia interfaz de estilo CAD y/o aplicaciones para importar datos de modeladores paramétricos patentados y generadores de malla como PATRAN e I-DEAS. Los pre-procesadores más

actuales también brindan al usuario acceso a bibliotecas de propiedades de materiales para fluidos comunes y una facilidad para incorporar modelos de procesos químicos y físicos especiales -por ejemplo, modelos de turbulencia, transferencia de calor por radiación, modelos de combustión- junto con las principales ecuaciones de flujo de fluidos.

8.5.2.2 Resolvedor o “Solver”: método de volúmenes finitos

Existen fundamentalmente tres técnicas distintas de resolución numérica: diferencias finitas, elementos finitos y métodos espectrales. En lo que a nuestro trabajo nos concierne, es el conocido método de los volúmenes finitos el empleado, el cual se trata de una formulación especial del método de diferencias finitas y pieza clave de varios códigos comerciales CFD de renombre, tales como ANSYS CFX/FLUENT, PHOENICS y STAR-CD.

En términos generales, el algoritmo numérico sigue los siguientes pasos:

- 1) Definición de las ecuaciones de gobierno del flujo en forma integral, para todos los volúmenes de control (elementos de la malla) del dominio.
- 2) Discretización o conversión de las ecuaciones integrales resultantes a un sistema de ecuaciones algebraicas.
- 3) Solución del sistema de ecuaciones algebraicas mediante un método iterativo.

El primer paso, esto es, la integración en cada volumen de control, es lo que distingue al método de los volúmenes finitos de las otras técnicas CFD. En definitiva, estamos imponiendo la conservación de las magnitudes fluidas relevantes en cada una de las celdas de tamaño finito que conforman nuestra malla. Esta clara relación entre el algoritmo numérico y los principios de conservación subyacentes constituyen uno de los principales atractivos de dicho método, haciendo de los conceptos algo más fácil de comprender por parte de los ingenieros, cosa que no sucede con otros métodos como el método de elementos finitos o espectrales. Atendiendo al Teorema del Transporte de Reynolds e incluyendo los términos fuente y de difusión, se demuestra que la conservación de una determinada magnitud fluida intensiva ϕ en un volumen fluido V_f que en un instante t coincide con un volumen finito V_0 se expresa generalmente por:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f} \phi(\vec{x}, t) d\Omega = \int_{V_0} \frac{\partial \phi(\vec{x}, t)}{\partial t} d\Omega + \int_{\partial V_0} \phi(\vec{x}, t) (\vec{v} \cdot \vec{n}) d\sigma + \int_{\partial V_0} \vec{J}_\phi \cdot \vec{n} d\sigma - \int_{V_0} \dot{q}_\phi d\Omega \quad (54)$$

donde \dot{q}_ϕ es el término fuente por unidad de volumen y \vec{J}_ϕ es el flujo de difusión de ϕ a través de la superficie que encierra el volumen finito.

Los códigos CFD basados en el método de los volúmenes finitos contienen técnicas de discretización adecuadas para el tratamiento de cada uno de los términos de la ecuación de transporte, incluidos en el lado derecho de tal forma que, de izquierda a derecha: variación local de la magnitud fluida, término convectivo –debido al movimiento del flujo-, término de difusión –asociado a la variación de ϕ de un punto a otro- y término fuente –que representa la generación o eliminación de ϕ -. Los fenómenos físicos subyacentes son complejos y no-lineales, por lo que se requiere una resolución iterativa. Los procedimientos de solución más populares son el solucionador “línea por línea” TDMA -algoritmo de matriz tri-diagonal- de las ecuaciones algebraicas y el algoritmo SIMPLE para garantizar el acople correcto entre presión y velocidad. En nuestro problema, ante el acople térmico adicional existente, se optará por un esquema “coupled”, que garantiza un acople presión-velocidad más sólido en estos casos. Los códigos comerciales también pueden ofrecer al usuario una selección de técnicas adicionales y más recientes, como las técnicas iterativas de puntos de Gauss-Seidel con aceleradores multigrid y métodos de gradiente conjugado.

En el método de los volúmenes finitos es el centroide de cada volumen finito el lugar en el que se calculan y guardan los valores de las magnitudes fluidas aplicando las ecuaciones generales de conservación. No obstante, la discretización del término convectivo en cada uno de los elementos requiere del conocimiento del valor de las variables en las superficies colindantes entre volúmenes vecinos. Conocidos los valores de los respectivos centroides, se hace uso de métodos de interpolación para determinar dichos valores. Los códigos comerciales CFD nos proveen de una amplia variedad de esquemas de interpolación para las diferentes magnitudes fluidas: upwind, second-order/linear upwind, central differencing o QUICK, entre muchos otros.

8.5.2.3 Post-procesado

Una vez se han obtenido los resultados, el post-procesado nos permite analizarlos por medio de diferentes técnicas de representación. Un correcto análisis es de vital importancia de cara a obtener unas conclusiones de la simulación realizada. En función de esa visualización y, en combinación con el conocimiento de la física, el usuario podrá tomar decisiones sobre la veracidad o acercamiento a la realidad del modelo realizado. Debido a la creciente popularidad de las estaciones de trabajo en ingeniería, muchas de las cuales tienen recursos gráficos excepcionales, los paquetes CFD líderes se encuentran equipados con versátiles herramientas de visualización de datos. Éstos incluyen:

- Geometría del dominio y visualización de la malla.
- Gráficos vectoriales.
- Gráficos de contorno o isolíneas.
- Gráficos de superficie 2D y 3D.
- Trazado de partículas.
- Manipulación de vistas.

Las versiones más recientes también pueden incluir animaciones para la visualización dinámica de resultados y, además de las visualizaciones gráficas, todos los códigos producen una salida alfanumérica de confianza y permiten una exportación de los datos para una manipulación fuera del software del código.

Fuentes consultadas en la redacción general del capítulo: [18], [22], [23], [24], [25] y [26].

9 SIMULACIÓN DEL RADIADOR EN ANSYS FLUENT

9.1 INTRODUCCIÓN

Como ya se ha ido indicando en varias ocasiones, para la elaboración de nuestro modelo termo-hidráulico se emplea ANSYS, en su versión 18.1. Este paquete de software abarca un amplio, por no decir completo, abanico de la física, permitiendo el acceso a la simulación en muchos campos ingenieriles en los que se exige un proceso de diseño, entre los que se encuentra el CFD. Esto ha llevado a su empresa creadora, ANSYS Inc., a convertirse una de las entidades de mayor renombre en el ámbito de la simulación mediante técnicas computacionales y estar en el punto de mira de una gran cantidad de empresas que precisan de soluciones rápidas, sólidas y a bajo coste.

De entre los muchos módulos ofrecidos por ANSYS, es FLUENT el que recibe nuestro mayor interés, con modelos especializados en la resolución de las ecuaciones de gobierno de flujo de fluidos, reacciones químicas o incluso la simulación de sistemas de combustión mediante el método de los volúmenes finitos. Este módulo oferta un amplio rango de modelos y sub-modelos en relación directa con las físicas actuantes, amén de variados métodos numéricos y propiedades de simulación que mejor se adapten a una determinada simulación.

Cualquier ingeniero o técnico especializado en técnicas computacionales conoce que, la llegada a una solución coherente y óptima depende fundamentalmente de dos factores principales: por un lado, el conocimiento y competencia en la física subyacente a un problema y, por otro lado, el suficiente manejo del software utilizado para poder, en todo momento, canalizar su potencial de la forma más eficiente y hacer frente a las complicaciones o posibles errores que surjan durante el modelado.

En este capítulo se pretende presentar con objeto de esto -y antes de embarcarnos con todos los estudios previos- la metodología seguida a la hora de realizar una simulación de nuestro modelo termo-hidráulico del radiador en ANSYS FLUENT. Todo lo detallado a continuación para el modelo de 3 paneles, es decir, definición de geometría, malla y set-up en FLUENT, aplica por igual en los modelos de más paneles.

9.2 ANSYS WORKBENCH

El proceso seguido en una simulación en ANSYS FLUENT responde al esquema típico presentado por la mayoría de códigos CFD comerciales: pre-procesado, solver y post-procesado. De forma desglosada, distinguimos, como ya se vio, los siguientes pasos:

- 1) Generación de la geometría molde o dominio computacional.
- 2) Discretizado del dominio en una malla de elementos finitos.
- 3) Selección de los materiales y sus propiedades, definición de las condiciones de contorno y selección del método de solución y parámetros asociados.
- 4) Resolución.
- 5) Análisis de los resultados.

Para cada una de estas tareas, ANSYS ofrece una lista de diferentes aplicaciones todas ellas agrupadas en el software conocido como “Workbench”, destinado a la creación del archivo base de trabajo o “proyecto”. Es por ello que, la elaboración de cualquier modelo, comienza con la apertura de dicho software y con la selección y debido enlazado de las aplicaciones que el usuario considera apropiadas desde la interfaz para cada uno de los pasos anteriormente descritos. Una de las ventajas provistas por este método es la capacidad por parte del usuario de disponer al mismo tiempo de las herramientas de administración y de simulación: se tiene una visión en conjunto del proyecto en términos de los módulos participantes y de sus conexiones, además de indicarnos la interfaz gráfica del estado o de la aparición de cualquier error durante la ejecución de cualquiera de las fases.

Para la generación de la geometría, se hace uso del módulo que contiene las aplicaciones DesignModeler y SpaceClaim, como se vio en el capítulo 7. Esta geometría tiene que ser discretizada, siendo por tanto enviada o enlazada con el módulo de mallado que ANSYS ofrece. Una vez mallados los dominios, se dirigen al módulo de FLUENT, en el que definimos todos los materiales, condiciones de contorno y parámetros de cálculo. Seguidamente, se pasa a la resolución del modelo, llevada a cabo igualmente por FLUENT. Por último, se pasa al post-procesado, el cual puede ser realizado tanto en FLUENT, como en una herramienta dedicada conocida como CFD-Post, de mayor idoneidad a la hora de obtener resultados tales como

distribuciones de temperaturas o campos de velocidades y presiones. En la Figura 8.7 se observa un arreglo típico en forma de diagrama de flujo para uno de los modelos realizados del radiador en Workbench.

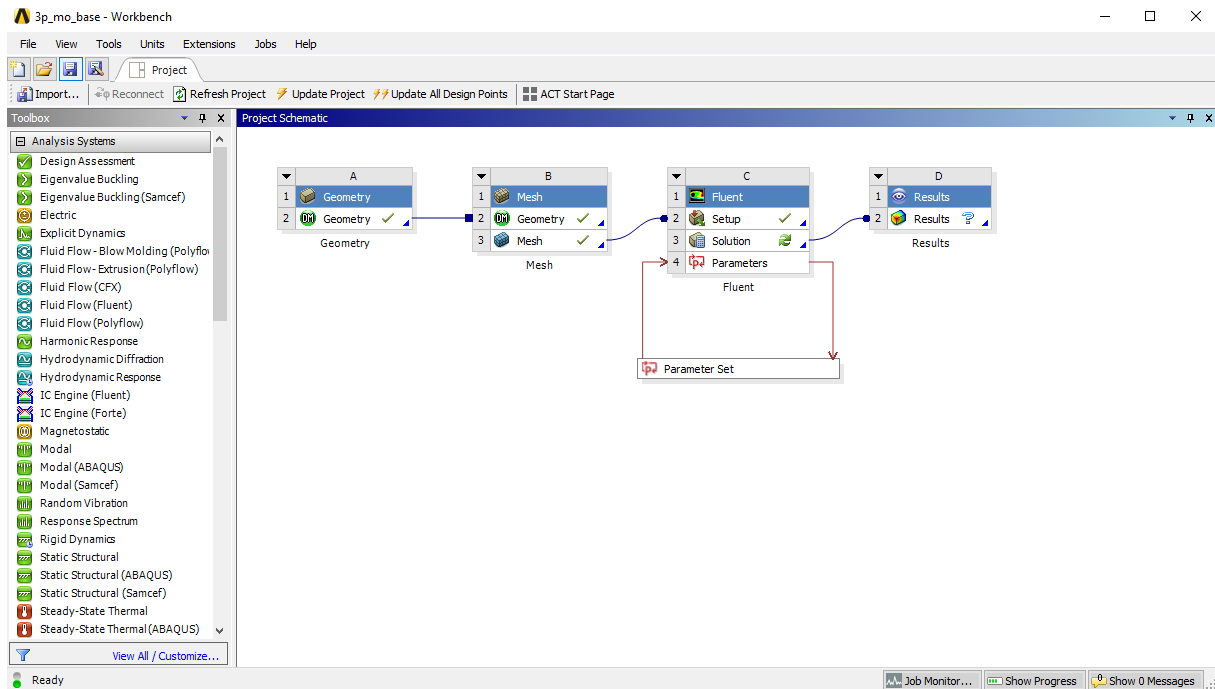


Figura 9.1: Diagrama de flujo típico en ANSYS Workbench para un proyecto [Fuente propia]

Como vemos, en la ventana “Project Schematic” se encuentran los cuatro bloques que forman el diagrama de flujo de nuestro modelo y los cuales se corresponden con los pasos anteriormente citados. Estos bloques han sido seleccionados del desplegable “Toolbox”, el cual contiene todos los módulos ofertados por ANSYS. En la esquina inferior derecha, se encuentran las diferentes alertas/mensajes o indicadores del estado de un determinado proceso.

9.3 DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA

La descripción del proceso seguido para la definición de la geometría viene debidamente detallada en el Capítulo 7. A modo de resumen, teníamos que este paso implicaba la siguiente hoja de ruta:

- 1) Obtención del dominio sólido asociado a los paneles del radiador en Autodesk Inventor.
- 2) Importación de los paneles a SpaceClaim para obtener el dominio fluido del aceite.

- 3) Importación del conjunto anterior a DesignModeler para obtener el dominio del aire.

Algunos de los parámetros que se quieren registrar como resultados son la distribución del flujo másico por cada panel o la temperatura de salida del fluido de cada uno de ellos. Para ello, es necesario definir unos contornos que se correspondan con el área transversal de la zona donde deseamos calcularlos. Tanto en FLUENT como en CFD-Post esto no es factible, al menos que estos contornos se encuentren debidamente definidos en el dominio geométrico. Es por ello que, otro de los pasos extra a tomar es su creación, mediante seccionamientos con planos auxiliares del dominio original del aceite, tal y como se ve en la Figura 8.8 para el caso del área transversal de cada canal de los paneles.

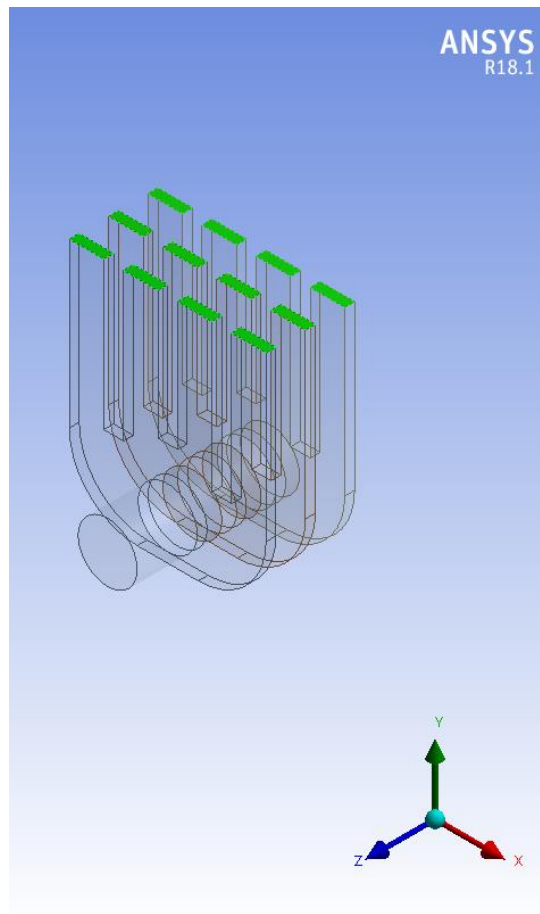


Figura 9.2: Áreas transversales de cada conducto tras seccionamiento con planos auxiliares
[Fuente propia]

Adicionalmente, antes de terminar con la definición del dominio geométrico debe realizarse una operación conocida como creación de una “parte”, la cual consiste en agrupar todos los dominios que conforman la geometría en un único conjunto para

que la herramienta de mallado posteriormente realice en estos lo que se denomina un “conformal mesh”.

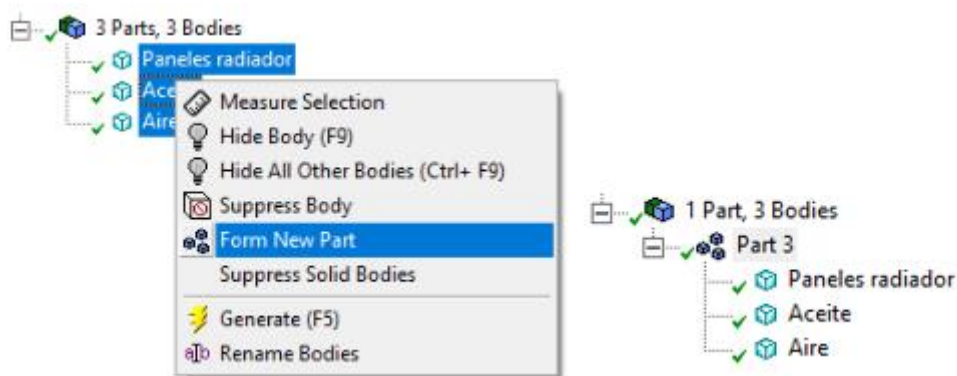


Figura 9.3: Creación de una parte durante la definición geométrica [Fuente propia]

9.4 GENERACIÓN DE LA MALLA

La generación de la malla en el dominio computacional justamente definido comienza con la selección de la preferencia de la física y de la “relevancia” del mallado. Este último parámetro se corresponde con el nivel de finura que deseamos imponer en nuestra malla. En el Capítulo 8 ya se habló de la influencia del tamaño del elemento: cuanto menor es, mayor será la precisión de la solución obtenida; no obstante, un mayor número de elementos dado por un tamaño menor implica un exigente gasto computacional, debiendo llegar a una solución de compromiso. El número de elementos de la malla será objeto de estudio en el siguiente capítulo. Siendo una simulación CFD, elegimos la preferencia física acorde y una relevancia intermedia.

Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
<input type="checkbox"/> Relevance	50
Export Format	Standard
Element Order	Linear

Figura 9.4: Parámetros previos de creación de la malla [Fuente propia]

En términos generales y no buscando tampoco profundizar demasiado en conceptos, la malla buscada deberá ser lo suficientemente fina en aquellas zonas en las que existan grandes gradientes previsibles de las magnitudes en juego: en términos de la dinámica del flujo, esto implica un mallado refinado en aquellas zonas –en nuestro caso, paredes- con predominación de los términos viscosos, es decir, en las capas límites hidrodinámicas donde el flujo es claramente rotacional. Térmicamente,

buscaremos igualmente un mallado fino en las zonas limítrofes con las paredes o contornos de intercambio de calor. Esto último aplica, sobre todo, en las zonas del dominio del aire en contacto con el radiador, donde los gradientes de temperatura son precisamente los causantes del flujo por convección natural.

Se empieza mallando el dominio del aceite, eligiendo un método de mallado “MultiZone”. Este método proporciona la automática descomposición de la geometría en regiones mapeadas y libres que son barridas y combinadas dando lugar a una malla preferentemente conformada por elementos hexaédricos, los cuales aseguran una mayor calidad de la malla al disponer de una más favorable relación de forma, indispensable en simulaciones de fluidos para un correcto cálculo de los términos convectivos en las ecuaciones de conservación. Además, el barrido de elementos resulta idóneo para captar los flujos de Poiseuille presentes en los canales. Seguidamente, es impuesta una restricción de tamaño de elemento en todas las superficies correspondientes a los contornos del dominio. De la misma forma, es impuesta otra restricción de tamaño de elemento en todos los bordes del dominio del aceite en la dirección del espesor del panel. Para rematar, se introduce un método de mallado por “inflación” o también conocido por “capas de contorno” en las paredes de los dominios no afectadas por la anterior restricción –los colectores-, el cual permite crear una malla con forma de capas de tamaño creciente ideal para la captura de gradientes en las zonas cercanas a paredes, así como las capas límites térmica e hidrodinámica.

Se continúa mallando el dominio de los paneles del radiador, en el cual se aplica un método de mallado con preferencia por elementos tetraédricos y se impone una restricción de tamaño de elemento para todo su volumen. El espesor de los paneles es un aspecto que dificulta la calidad de la malla obtenida en este dominio y que dará problemas de estabilidad en la solución, como se verá en el siguiente capítulo.

Por último, se procede al mallado del dominio del aire, en el cual se adoptan dos métodos: por un lado, ante la imposibilidad de realizar un mallado totalmente hexaédrico por la condición de “conformal mesh” impuesta indirectamente durante la definición de geometría, se recurre a un mallado con elementos tetraédricos; por otro lado, se introducen capas de contorno en todas las superficies de contacto del aire con el radiador, vitales para un correcto comportamiento de la convección natural. Se llega finalmente a unos dominios mallados como se muestra en la Figura 9.5.

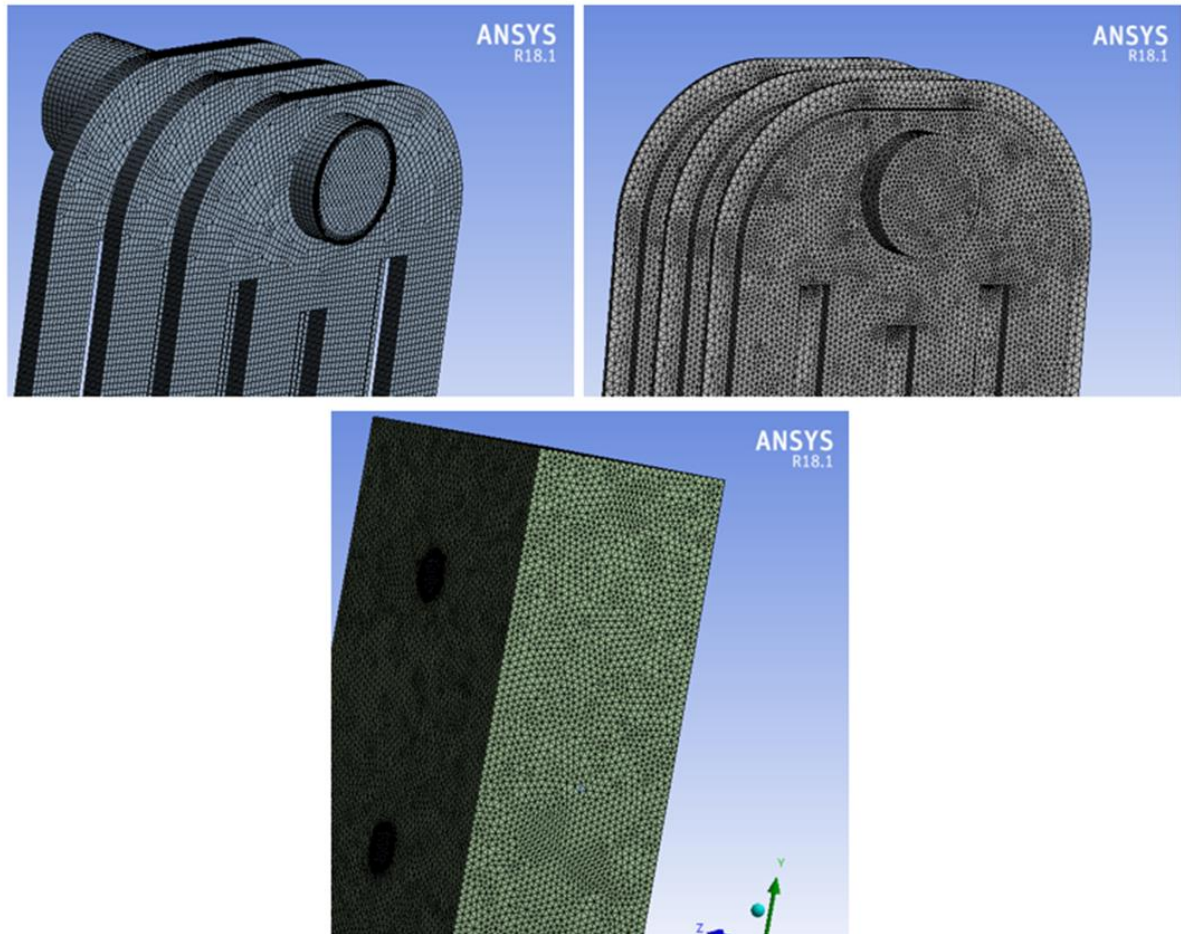


Figura 9.5: Mallado de los tres dominios que componen el radiador [Fuente propia]

En el anterior apartado se mencionó el concepto de “conformal mesh”. Esta no es más que una técnica que nos permite hacer coincidir los nodos de elementos pertenecientes a diferentes dominios en la interfaz de contacto entre ambos, permitiendo una mayor precisión. En la Figura 9.6 se muestra un corte longitudinal del dominio computacional en el que se puede apreciar.

La etapa de mallado finaliza con la definición de “Named Selections”. Estas no son más que etiquetas que podemos asignar a bordes, contornos o incluso dominios de la malla para que posteriormente en FLUENT queden destacados y puedan introducirse en ellos condiciones de contorno u obtener resultados una vez nos encontremos en el post-procesado.

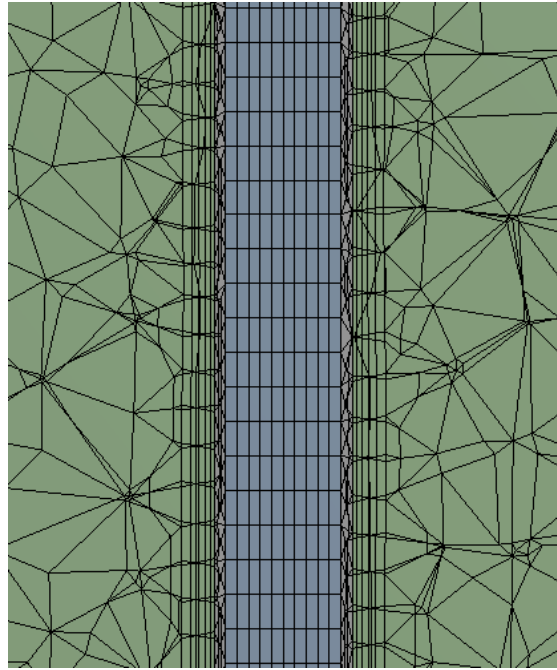


Figura 9.6: Corte longitudinal del radiador mallado, donde se aprecia el "conformal mesh"
[Fuente propia]

La etapa de mallado finaliza con la definición de "Named Selections". Estas no son más que etiquetas que podemos asignar a bordes, contornos o incluso dominios de la malla para que posteriormente en FLUENT queden destacados y sean más accesibles a la hora de hacer operaciones o dotarles de propiedades. En nuestro caso, se le asignan "Named Selections" a todas las entidades geométricas donde debemos aplicar las condiciones de contorno o donde posteriormente debemos obtener un resultado en el post-procesado. En la Figura 9.7 se observa una lista de "Named Selections" creada para uno de los modelos de tres paneles.

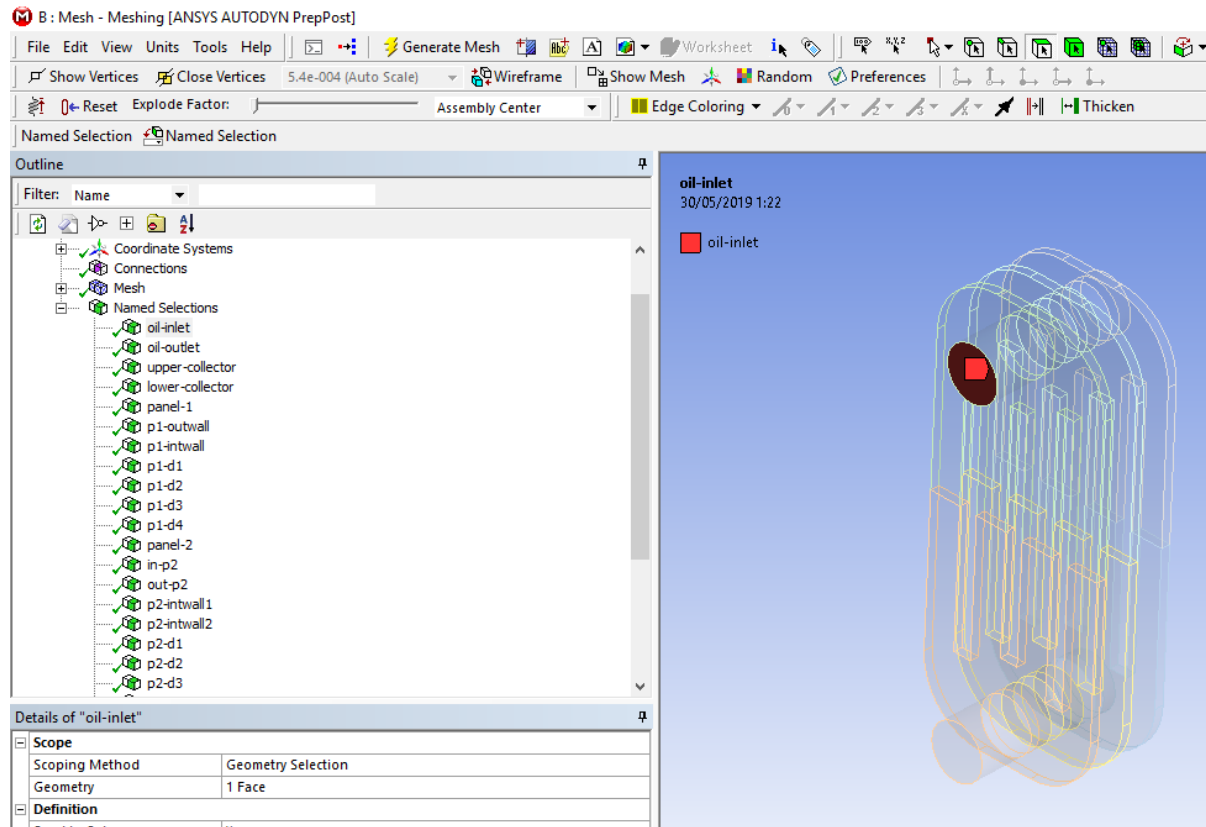


Figura 9.7: "Named Selections" para un modelo de 3 paneles [Fuente propia]

9.5 FLUENT: SET-UP DE LA SIMULACIÓN

Una vez se tiene la geometría mallada, se envía a FLUENT para proceder con el último paso del pre-procesado. En términos generales, en esta etapa distinguimos los siguientes pasos:

- 1) Asignación de los modelos y tipo de estudio: en este paso seleccionamos en FLUENT cuáles son las físicas que intervienen en nuestro problema por medio de los modelos ofrecidos. Además, se define el tipo de resolutor y el tipo de estudio –temporal o estacionario-.
- 2) Materiales, condiciones de celda y de contorno: se definen los materiales que conforman los diferentes dominios del modelo y se establecen las condiciones de celda –asignación de material a cada dominio- y de contorno.
- 3) Parámetros de cálculo y de salida: se elige el método de resolución y los controles para su correcto ajuste. Además, se crean los parámetros de salida correspondientes a las variables de las cuales queremos obtener resultados.

Con el arranque de FLUENT, se nos presenta una ventana con el “Launcher”, en el cual especificamos en el apartado “Opciones” una doble precisión y un procesado en paralelo, haciendo uso de los 8 núcleos que en nuestro caso posee el equipo utilizado. Con ello, repartimos la exigencia del cálculo entre los varios núcleos del procesador, acelerando las iteraciones para una misma carga computacional.

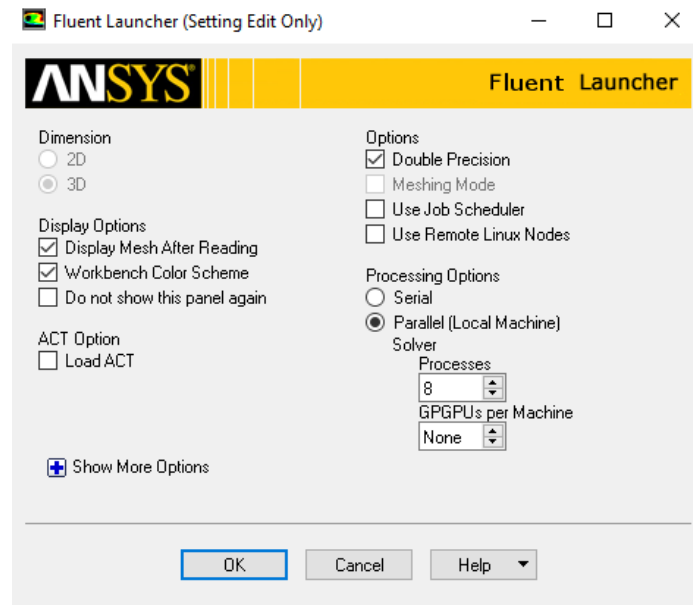


Figura 9.8: Launcher de FLUENT [Fuente propia]

Una vez hecho esto, se nos abre la interfaz del software, donde seguimos la secuencia especificada anteriormente.

9.5.1 Asignación de los modelos y tipo de estudio

En la pestaña “General” elegimos, en primer lugar, un resolvidor “Pressure-Based” y un estudio en régimen estacionario –steady, por su nomenclatura en inglés-. Tradicionalmente, este tipo de resolvidor siempre ha estado designado a la resolución de flujos incompresibles a bajas velocidades, como es nuestro caso, mientras que un resolvidor “Density-Based” a flujos compresibles a altas velocidades. Conceptualmente, en ambos métodos el campo de velocidades es obtenido de la ecuación de la cantidad de movimiento, pero en un resolvidor “Pressure-Based” el campo de presiones se obtiene a través de una manipulación de las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento, y en un resolvidor “Density-Based” se obtiene el campo de densidades de la ecuación de la continuidad y el campo de presiones de

ecuaciones de estado. Para incluir los efectos de las fuerzas de flotabilidad, es necesario especificar el valor de la aceleración de la gravedad en “Gravity”.

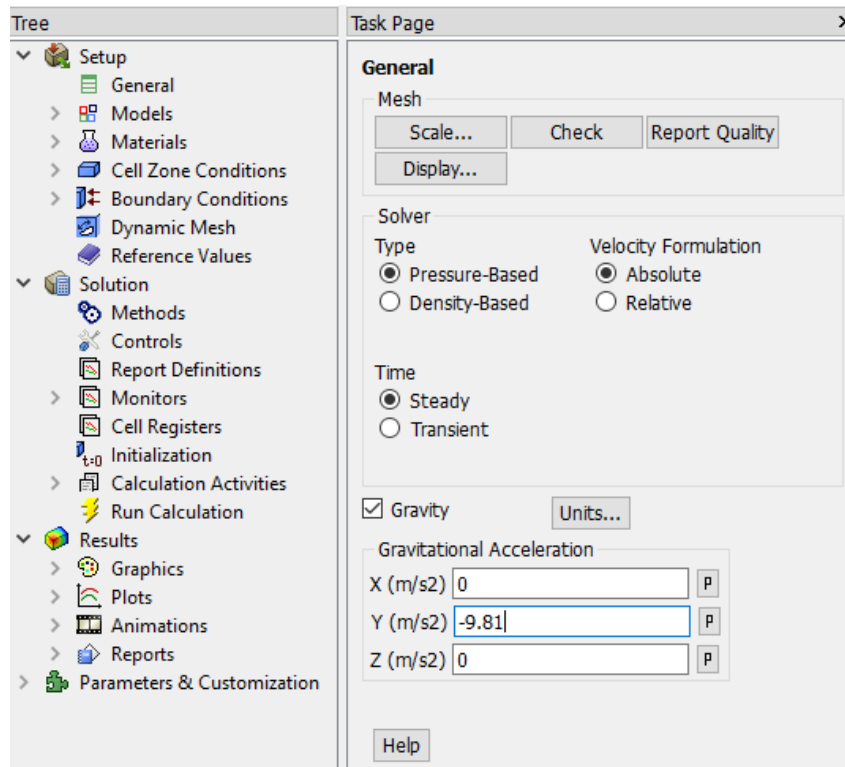


Figura 9.9: Configuración en la pestaña "General" de FLUENT [Fuente propia]

Seguidamente, pasamos a elegir los modelos que deseamos incluir en nuestro problema desplegando la pestaña “Models”. Son dos los modelos que necesitamos introducir para estudiar la dinámica del flujo y la transferencia de calor: “Viscous” y “Energy”, respectivamente. En “Viscous”, no obstante, son varias las posibilidades ofertadas en función del régimen flujo: flujo inviscido –términos viscosos despreciables a altos números de Reynolds-, flujo laminar o régimen turbulento -siendo varios los modelos enfocados a este régimen-. En nuestro radiador tenemos que, operando en modo ONAN, el flujo de aceite y de aire es laminar -en base a estimaciones realizadas del número de Reynolds y de Rayleigh-. Para el caso más desfavorable –mayor temperatura y velocidad de entrada del aceite- se tienen valores en torno a 150 y 10^8 respectivamente, no superando sendos valores críticos mencionados en anteriores capítulos. No obstante, operando en modo ONAF, el flujo del aire entre paneles se encuentra o bien en transición laminar-turbulenta o en puro régimen turbulento. La elección de un correcto modelo para modelizar la turbulencia

fue uno de los motivos por los cuales se decidió aplicar una de las grandes simplificaciones realizadas en el modelo, como se verá en el posterior capítulo.

El modelo “Energy”, por su parte, activa la ecuación de la energía, introduciendo la transferencia de calor en sólidos y líquidos.

9.5.2 Materiales, condiciones de celda y de contorno

Son tres los materiales a definir: los dos líquidos que se quieren estudiar en cada caso –aceite mineral y éster natural-, el acero de los paneles y el aire ambiente. Los líquidos dieléctricos deben introducirse como un material nuevo, conocidas las propiedades en función de la temperatura relevantes en las físicas actuantes. Acero y aire se pueden encontrar en la librería interna de FLUENT, debiendo definir, no obstante, la densidad del aire como “Boussinesq”, pues utilizaremos la aproximación que lleva su nombre para modelar las fuerzas de flotabilidad presentes en el aire.

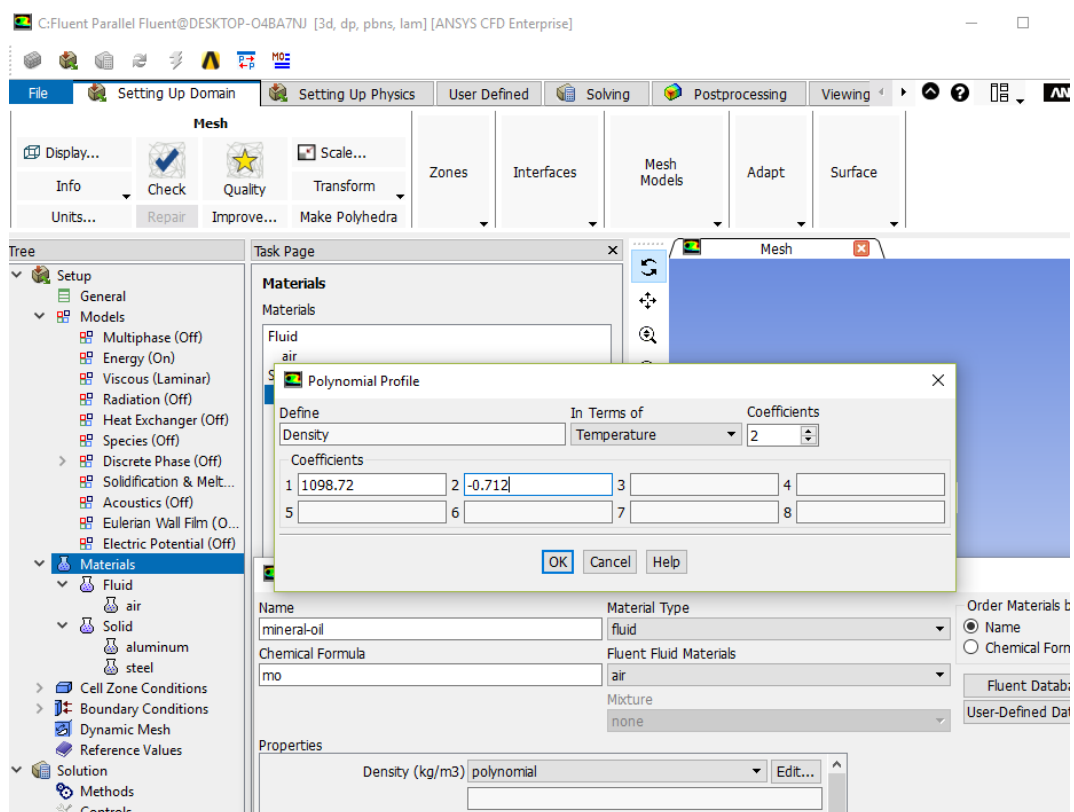


Figura 9.10: Definición de la densidad del aceite mineral en la librería de materiales de FLUENT [Fuente propia]

En la pestaña “Cell Zone Conditions” son dos las operaciones a realizar: por un lado, debemos asignar a cada dominio el tipo de material, es decir, especificar si se trata de una zona ocupada por un fluido o por un sólido y asociarle un material de los

previamente definidos, y, por otro lado, al utilizar la aproximación de Boussinesq, debemos definir en “Operating Conditions” una “Operating Temperature”, que se correspondería en nuestro caso con la temperatura que da lugar a una densidad del fluido sin perturbar, es decir, la temperatura ambiente.

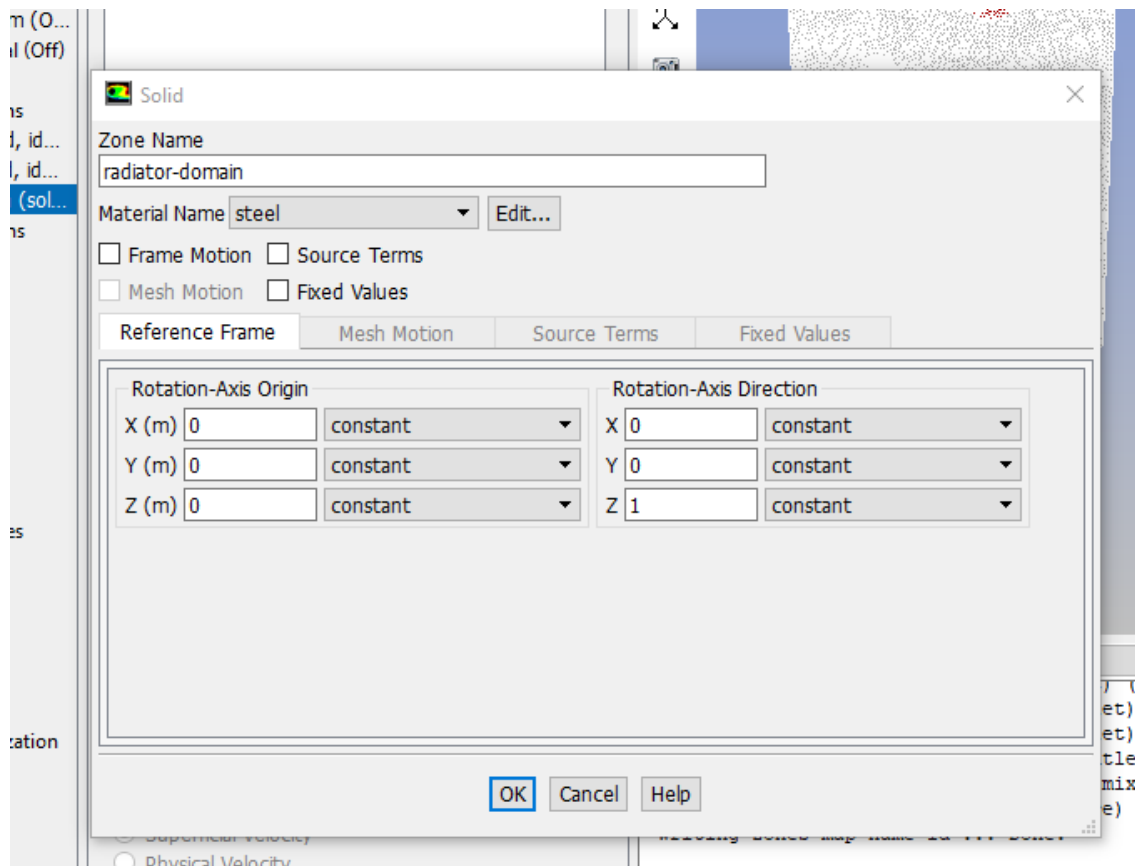


Figura 9.11: Asignación del material correspondiente al dominio de los paneles del radiador
[Fuente propia]

Resta aplicar las condiciones de contorno en las “Named Selection” correspondientes que se definieron durante el mallado y que ahora FLUENT reconoce. Estas condiciones son las que detallaron en el apartado 8.3.2. Traducidas al lenguaje de FLUENT, se tiene:

- Condición de “velocity-inlet” en el contorno de entrada del aceite al radiador, con una velocidad constante normal al contorno y una temperatura constante de entrada del aceite.
- Condición de “pressure-inlet” en el contorno inferior del dominio del aire, definiendo una presión relativa nula y una temperatura igual a la temperatura ambiente, cuando el transformador opera en modo ONAN. En modo ONAF,

imponemos una condición de “velocity-inlet” con una velocidad constante normal al contorno y temperatura igual a la temperatura ambiente.

- Condición de “pressure-outlet” tanto en el contorno de salida del aceite del radiador, como del aire en el contorno superior del dominio, definiendo una presión relativa nula y un flujo convectivo de valor.
- En las paredes del dominio del aire correspondientes a contornos abiertos imponemos la ausencia de esfuerzos viscosos mediante “Specified Shear”, introduciendo un valor nulo para las tres componentes.
- En los contornos en los que no se asignó una “Named Selection”, FLUENT automáticamente los reconoce como paredes adiabáticas con condición de no deslizamiento, exceptuando aquellos en los que existe interfaz entre dominios, en los que FLUENT aplica automáticamente la condición de paredes acopladas térmicamente.

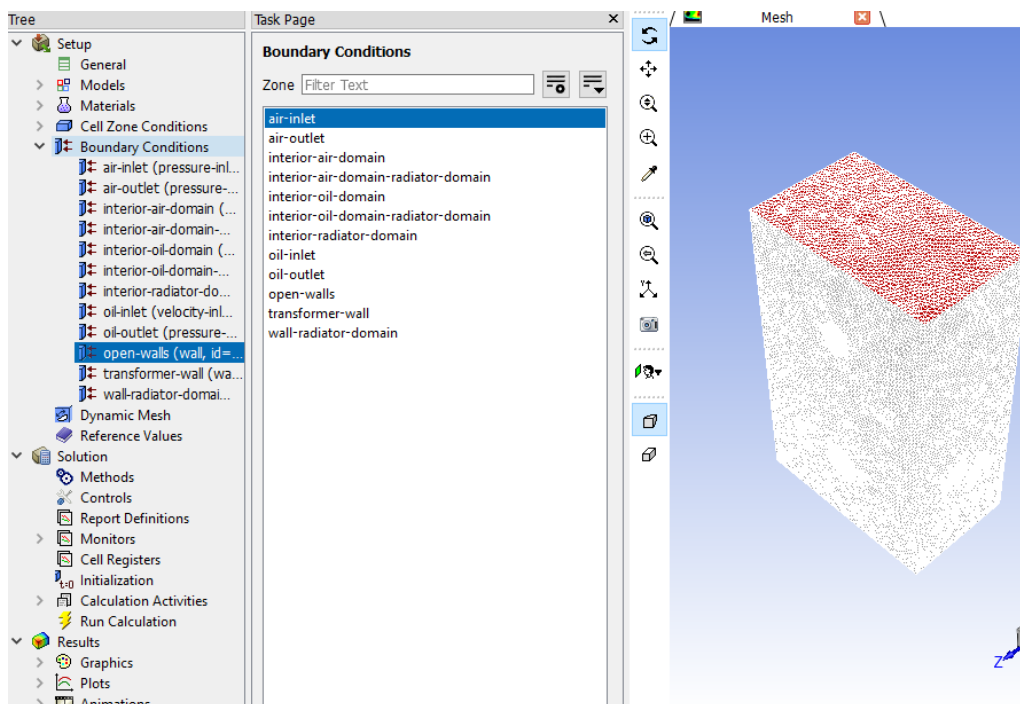


Figura 9.12: Condiciones de contorno en FLUENT [Fuente propia]

Los valores de velocidad de entrada del aceite y del aire, temperatura de entrada del aceite y temperatura ambiente son definidos como parámetros de entrada, aspecto importante a la hora de realizar el estudio paramétrico buscado. Esto hará que en el archivo de Workshop aparezca en el diagrama de flujo un bucle donde introducir lo que se conocen como “Design Points”, definidos por combinaciones de estos

parámetros de entrada. Es decir, cada combinación de parámetros de entrada definirá un determinado “DP”, el cual se corresponde a su vez con una simulación. Como se comentó en la introducción, estos valores de los parámetros son escogidos en base a experiencias de otros autores, los cuales vienen presentados en la Tabla 9.1

V_in_aceite (m/s)	T_in_aceite (K)	V_aire (m/s)	T_ambiente (K)
0,015	353	5	300
0,01	343	3	
0,05	333	1	
		Conv. Nat.	

Tabla 9.1: Lista de valores seleccionados para los parámetros de entrada [Fuente propia]

9.5.3 Parámetros de cálculo y de salida

El paso previo a la entrada en escena del resolutor, es su configuración. En primer lugar, debemos elegir el método a utilizar. Como ya se comentó, se elige un esquema de acople velocidad-presión “Coupled”, apropiado para este tipo de problema. Además, se eligen unos esquemas de interpolación de segundo orden para la presión y de segundo orden “Upwind” para la ecuación de la energía y la cantidad de movimiento, minimizando los errores de difusión del método numérico.

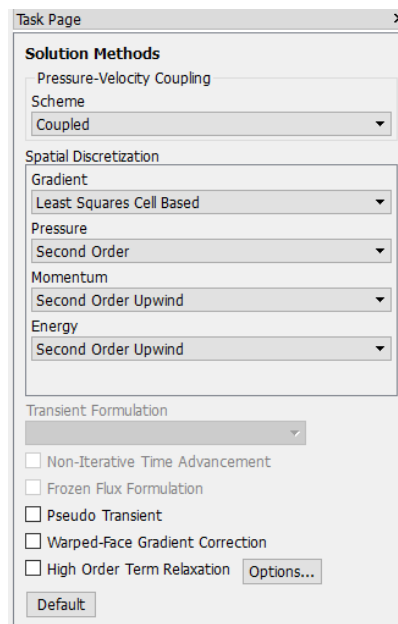


Figura 9.13: Configuración del método de solución en FLUENT [Fuente propia]

Dentro de controles, especificamos un “Flow Courant Number” entre uno y cinco. Sin necesidad de perderse en la teoría compleja detrás de este parámetro, su correcta elección nos permite estabilizar el comportamiento en la convergencia de la solución. Establecemos el criterio de convergencia para los residuos de continuidad y cantidad de movimiento en $1 \cdot 10^{-5}$, mientras que para el residuo de la energía en $1 \cdot 10^{-7}$. Además, es colocada una sonda en un punto arbitrario del contorno de salida del aceite para registrar a lo largo de las iteraciones los valores de velocidad y de temperatura. La estabilidad de estos valores, más el cumplimiento del criterio de convergencia de los residuos, serán signo de la convergencia de la solución.

Previo comienzo de las iteraciones per sé, es necesario realizar una inicialización, eligiendo un método híbrido. Este realiza un cálculo inicial resolviendo la ecuación de Laplace para determinar los campos de velocidades y presiones. Llegados a este punto, la simulación ya está lista para ser comenzada.

El modelo se finaliza definiendo como parámetros de salida todas las variables de las cuales se quiere registrar el valor numérico que FLUENT calcula; por ejemplo, flujo de calor disipado por los paneles o flujo másico que circula por los canales de este. Son varios los parámetros de salida decididos, siendo los más relevantes y los que serán objeto de análisis en un futuro capítulo los siguientes: flujo de calor total disipado por los paneles, temperatura de salida del aceite del radiador y presiones totales a la entrada y a la salida del radiador –derivándose de estas la caída de presión-. Este parametrizado de las variables de salida nos lleva a que, para cada uno de los “Design Points” o, en definitiva, simulación realizada, tengamos una ristra de valores para todos esos parámetros de salida. Estos se registran en la ventana adicional que aparece en el archivo de Workshop.

The screenshot displays the ANSYS Fluent software interface. On the left, the 'Outline of All Parameters' panel lists various input and output parameters. On the right, the 'Table of Design Points' panel shows a table with columns for Name, Units, and values for different design points.

Name	Units	P1-v_jn	P2-T_jn	P3-h2	P4-h1	P5-T_jnf	P6-m_out-op	P7-num_b_out-op	P8-den_b_out-op	P9-p_sta_jn-op
DP 0 (Current)		0.005	340	20	30	300				

Figura 9.14: Tabla de "Design Points" o puntos de operación con parámetros de salida en el archivo de proyecto [Fuente propia]

9.5.3.1 Número total de simulaciones

De la combinación de parámetros de la Tabla 9.1 surgen 36 puntos de operación o simulaciones para el modelo de 3 paneles. Como ya se dijo en la introducción, buscamos estudiar el efecto de añadir un mayor número de paneles a la configuración inicial, desarrollando modelos de 4, 5 u 6 paneles. De cara a esto, esos puntos 36 puntos deberán ser simulados para cada configuración. Además, todo ello se pretende estudiar cuando hacemos uso de dos líquidos refrigerantes diferentes: un aceite mineral y un éster natural. En cómputo total, hablamos de 288 simulaciones, siendo vital un desarrollar un modelo cuyo gasto computacional nos permita realizar todas estas simulaciones dentro de un tiempo asequible.

Fuentes consultadas en la redacción general del capítulo: [26].

10 ESTUDIOS PREVIOS

10.1 INTRODUCCIÓN

Durante los anteriores capítulos se han desarrollado todos los aspectos que actúan como pilar de nuestro modelo termo-hidráulico del radiador: el modelado geométrico, los fundamentos teóricos y la metodología seguida en una simulación al uso en el software comercial CFD escogido a tal fin, ANSYS FLUENT.

Sin embargo, la realización de un gran barrido paramétrico en un modelo tan complejo en el que, ya de por sí asegurar la convergencia no supone una tarea fácil, nos llevó a reconducir su planteamiento mediante la aplicación de unas simplificaciones derivadas de una serie de estudios previos.

En este capítulo se busca presentar, por tanto, todas estas simplificaciones en el modelo inicial del radiador derivadas de las problemáticas que fueron apareciendo durante su puesta en marcha previa, así como los estudios que permitieron adoptarlas. Haciendo uso de ellas, se llegó al modelo final del radiador, óptimo para afrontar todas las simulaciones buscadas en un tiempo razonable de tiempo y con un gasto computacional aceptable.

10.2 ELIMINACIÓN DEL DOMINIO DEL AIRE

La exigencia computacional y complejidad del modelado de la convección natural del aire ambiente en un arreglo tridimensional como el que nos atañe fue uno de los primeros alicientes a la hora de simplificar nuestro modelo inicial. Esto condujo a la eliminación de dicho dominio, en base fundamentalmente a dos dificultades encontradas durante el estudio previo del modelo completo:

- 1) La necesidad de una malla lo suficientemente refinada en todas aquellas zonas susceptibles de estar bajo la influencia de una capa límite térmica propia de la convección natural, implicaba en un dominio de tal dimensión un número de elementos fácilmente del orden de las decenas de millones en cómputo global. Teniendo en cuenta que, el tipo de estudio paramétrico deseado suponía realizar unas treinta y seis simulaciones para cada arreglo de paneles, se tendrían tiempos para obtener resultados completos de en torno a las semanas

o incluso meses. En definitiva, inviable e ineficiente para el alcance de este trabajo.

- 2) Unos estudios previos limitados a la aerodinámica del flujo forzado –modo ONAF- a través de los paneles en un modelo 3D adaptado a tal fin confirmaron nuestras sospechas en cuanto a la presencia de un efecto no estacionario, en base a estimaciones del número de Reynolds. Este efecto se trataba de la conocida calle de vórtices de von Kármán, definida como un patrón de vórtices en remolino originados por la separación no estacionaria de la capa límite de un flujo a su paso por ciertas geometrías sumergidas. En nuestro caso, se tenía uno de los escenarios más típicos para su aparición, esto es, un flujo perpendicular de aire al eje de los colectores cilíndricos.

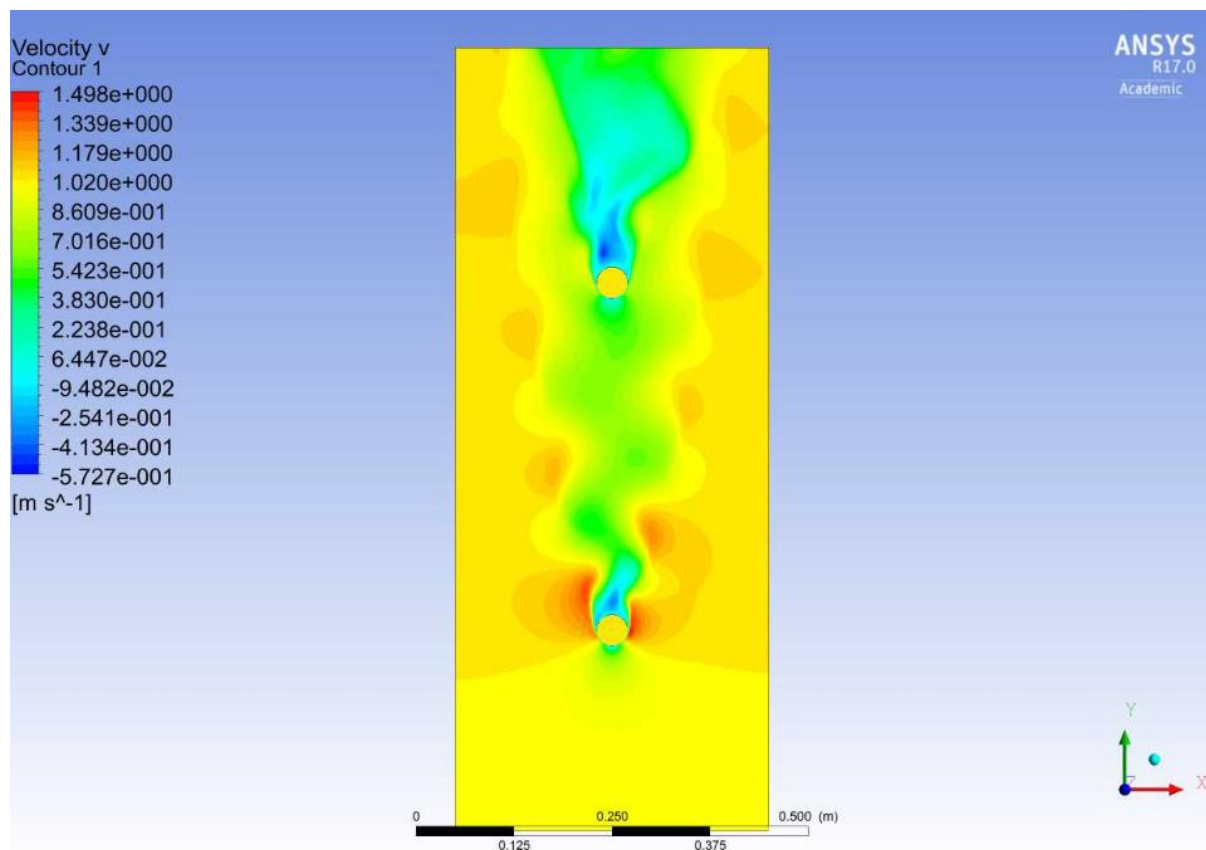


Figura 10.1: Calle de Vórtices de von Kármán capturada en un plano longitudinal cortando a los colectores [Fuente propia]

El hecho de existir un fenómeno no estacionario obligaba a acudir a un tipo de estudio transitorio, aumentando así considerablemente el tiempo de simulación, el cual ya de por sí era excesivo en un estudio de tipo estacionario como el que se había planteado.

Bajo la máxima de optimizar todo lo posible el gasto computacional y consecuente tiempo de cálculo con objeto de agilizar el barrido paramétrico, no quedaba otra opción más que retirar dicho dominio y sustituir su influencia en el radiador por medio de alguna herramienta que diera cuenta de ella. Esta herramienta no era más que los coeficientes de transferencia de calor o de película asociados al movimiento convectivo del aire por el panel del radiador. Adicionalmente, coeficientes de transferencia de calor para la radiación al aire ambiente deberían ser considerados; no obstante, se decide no tenerlos en cuenta y solamente dar cuenta de la convección.

Los autores Min-gu Kim *et al.* en su artículo “Prediction and evaluation of the cooling performance of radiators used in oil-filled power transformer applications with non-direct and direct-oil-forced flow”, con un arreglo de radiadores similar al nuestro, propusieron en un modelo analítico de cálculo simplificado dos coeficientes de película h_1 y h_2 promedios, asociados a las caras de los paneles sujetas a flujo externo de aire -caras extremas- y a las caras sujetas a flujo interno de aire -canales entre caras adyacentes de paneles-, respectivamente.

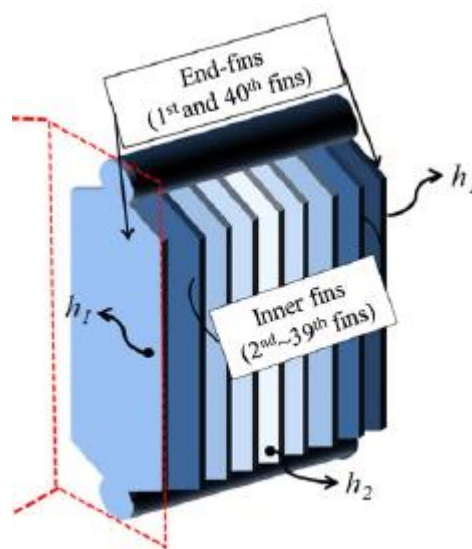


Figura 10.2: Configuración de paneles de los autores Min-gu Kim et al. y coeficientes de película propuestos [3]

Ante la gran utilidad de esta aproximación y la similitud entre problemas, se optó por seguir una misma metodología y calcular nuestros propios coeficientes h_1 y h_2 . Es decir, el parámetro de velocidad de aire pasaría a fragmentarse en esos dos coeficientes asociados. Como vemos, los autores no determinan un coeficiente de

película para la superficie cilíndrica de los colectores. Esto se debe a que la separación entre paneles –y, por tanto, la longitud de los colectores entre los paneles– es tal que el calor disipado por esta superficie se puede despreciar. En nuestra configuración se tiene prácticamente la misma situación, con lo que se desprecia también el calor disipado por los colectores –no se determina un coeficiente para estas superficies– y se tiene en cuenta únicamente lo que disipan los paneles.

Para el cálculo de estos coeficientes de película se hace uso de la gran variedad de correlaciones existentes en la literatura en función del tipo de flujo y de configuración geométrica. Es necesario, no obstante, asumir las siguientes condiciones a la hora de realizar las estimaciones:

- Los paneles se considerarán como isotermos, a una temperatura igual a la temperatura de entrada del fluido: al despreciar el calor disipado en los colectores, se tiene que la fracción de flujo total entrante a cada panel tendrá una temperatura aproximadamente igual a la de entrada al radiador. Al ser el espesor de la carcasa de acero del radiador de 1 mm, podrá adoptarse la condición de resistencia térmica interna despreciable y asumir que se tiene la misma temperatura en la superficie del panel que en la interfaz de intercambio térmico entre aceite y panel. Además, en buena aproximación se tendrá que esta será en promedio para toda la superficie igual a la temperatura de entrada al panel.
- Se despreciará la influencia de los colectores en la dinámica del flujo de aire: a nuestros efectos, en el cálculo de h_1 se tendrá exclusivamente, enlazando con lo anterior, el flujo externo de aire sobre una placa vertical isoterma y en el cálculo de h_2 , el flujo interno de aire entre dos placas verticales isotermas. De esta forma, obviaremos las oscilaciones no estacionarias en los valores de los coeficientes a consecuencia de los vórtices introducidos por los colectores.

Los cálculos se realizan en una hoja Excel diseñada a tal efecto, en la que reunimos tanto los parámetros de entrada necesarios -temperatura de entrada del aire, temperatura de la superficie del panel y velocidad de entrada del aire– como geométricos, mediante los cuales se determinan los números adimensionales requeridos en las correlaciones y las propiedades del aire en las condiciones afines. Adicionalmente, pese a no ser estrictamente necesario, los valores arrojados por las

correlaciones son verificados o seleccionados -en caso de existir varias de estas últimas- mediante la realización de modelos 2D que replican cada una de las situaciones de las que surgen las correlaciones.

10.2.1 Cálculo del coeficiente h_1 en modo ONAN

Frank P. Incropera, en su archiconocido libro “Fundamentos de Transferencia de Calor”, propone la siguiente correlación a su vez propuesta por los autores Churchill y Chu para el cálculo del número de Nusselt promedio en una placa vertical isoterma bajo convección libre [18]:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (55)$$

donde L es la longitud vertical del panel, \bar{h} es el coeficiente promedio de transferencia de calor para el panel, k es la conductividad térmica del aire, Pr es el número de Prandtl para el aire y Ra_L es el número de Rayleigh para la longitud vertical de la placa. Todas las propiedades del aire son evaluadas a la temperatura de película, definida como:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (56)$$

donde T_s es la temperatura de la superficie del panel y T_∞ es la temperatura del flujo sin perturbar -temperatura ambiente-.

La anterior expresión aplica para el rango completo del número de Rayleigh; no obstante, se propone para flujo laminar una expresión que ofrece una precisión ligeramente superior:

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670Ra_L^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (57)$$

Pese a que, para todas las temperaturas del panel -y, por tanto, de película-, el número de Rayleigh se mantiene por debajo de valores críticos, se lleva a cabo una simulación con un modelo 2D replicante de la situación para comprobar con cuál de las correlaciones se obtiene una menor desviación del valor arrojado por el modelo numérico, en el cual se ha testado de antemano la independencia de la malla.

Pudiendo determinar en esta simulación el flujo de calor disipado promedio, se tiene que el coeficiente de película será:

$$\bar{h}_{sim} = \frac{\bar{q}_{sim}}{(T_s - T_{\infty})} \quad (58)$$

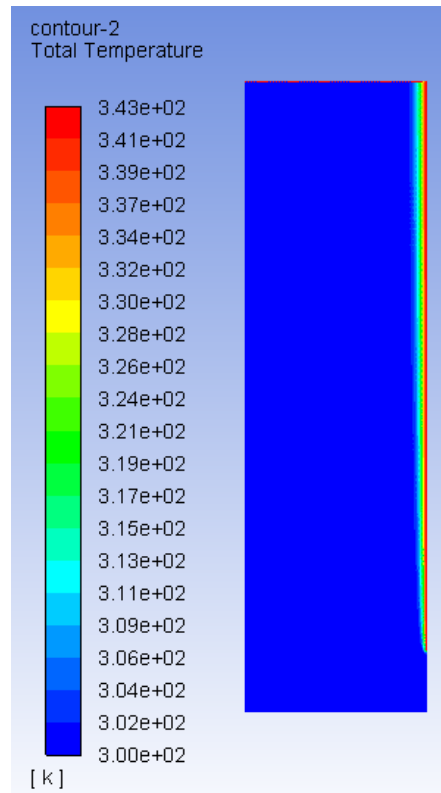


Figura 10.3: Distribución de temperaturas a una temperatura del panel de 343 K en el modelo 2D desarrollado para el cálculo del coeficiente h_1 en modo ONAN [Fuente propia]

Para una temperatura de entrada de 343 K, la menor desviación –de un 2.3%- se obtiene para el valor arrojado por la segunda correlación. Se elige por tanto esta para realizar el resto de cálculos al resto de temperaturas del panel, teniendo finalmente los valores expresados en la Tabla 10.1.

T_{in}	h_1 (W/m ² *K)
333	3.4
343	3.6
353	3.8

Tabla 10.1: Valores del coeficiente h_1 operando en modo ONAN [Fuente propia]

10.2.2 Cálculo del coeficiente h_1 en modo ONAF

A pesar de su simplicidad, el flujo paralelo forzado sobre una placa plana ha sido estudiado por multitud de autores. Tras un desarrollo teórico en profundidad expuesto por Frank P. Incropera, se llega a la correlación para la obtención del número de Nusselt promedio en una placa isoterma en régimen laminar, dada por la siguiente expresión [18]:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = 0,664Re_L^{1/2}Pr^{1/3} \quad (59)$$

donde L es la longitud vertical del panel, \bar{h} es el coeficiente promedio de transferencia de calor para el panel, k es la conductividad térmica del aire, Pr es el número de Prandtl para el aire y Re_L es el número de Reynolds para la longitud vertical de la placa. Todas las propiedades del aire son evaluadas a la temperatura de película, previamente definida.

Los límites de validez de esta correlación son para $10^3 < Re_L < 5 \cdot 10^5$ y $Pr > 0,5$. Para todas las velocidades del aire y temperaturas del panel, el valor de los números adimensionales respeta dichos rangos, con lo que se acepta.

Para una velocidad del aire de 1 m/s y todos los valores de temperatura del panel se vio, no obstante, que el número de Richardson $Ri \approx 1$. Si recordamos, este número nos indicaba la importancia relativa de la convección natural en un problema de flujo forzado. Esta estimación nos indicaba que, para esta situación concreta, no se podía obviar abiertamente la convección natural, teniendo un problema de convección mixta.

Se ha convertido en una práctica común correlacionar los resultados de transferencia de calor por convección mixta para flujos externos e internos mediante una expresión propuesta por Churchill en su artículo “A Comprehensive Correlating Equation for Laminar, Assisting, Forced and Free Convection”, de la forma [5]:

$$Nu^n = Nu_F^n \pm Nu_N^n \quad (60)$$

donde, en nuestro caso, Nu_F es el valor del Nusselt obtenido para la correlación de convección forzada expuesta en este apartado y Nu_N es el respectivo valor para convección natural previamente obtenido en el anterior. La elección del signo más o menos depende de si el flujo por convección natural “ayuda” o se opone al flujo

forzado. En nuestro caso, éste toma la misma dirección que el flujo forzado de aire, con lo que se elige el signo positivo. n es un coeficiente que dependerá de varios factores, entre ellos los valores de los números adimensionales o la geometría del problema. Churchill sugiere que tomar un valor $n = 3$ para números de Prandtl cercanos a la unidad y placas planas con flujos paralelos supone generalmente un buen ajuste.

Para corroborar todo esto, se emplea de nuevo el modelo 2D desarrollado para el caso ONAN, ajustando pertinentemente las condiciones de contorno. Se calcula para n igual a 2, 3 y 4 y una temperatura de 343 K del panel el coeficiente de transferencia de calor promedio y se comprueba con cuál de ellos se tiene la menor desviación respecto del valor obtenido por la simulación. Para un valor de $n = 3$ se obtiene la menor desviación –de un 3,8%–, con lo que se decide por tomar ese valor para el coeficiente.

Para el resto de velocidades -3 y 5 m/s- el número de Richardson $Ri \gg 1$, con lo que se desprecia la convección natural y se determina el coeficiente de película promedio haciendo uso únicamente de la correlación acorde. Para todas las velocidades del aire, la variación del coeficiente de película con la temperatura del panel es inapreciable, con lo que se toma el valor calculado a 343 K como característico para las restantes. Se tienen finalmente los valores presentados en la Tabla 10.2:

v_aire (m/s)	h1 (W/m ² *K)
5	12.4
3	9.6
1	6.0

Tabla 10.2: Valores del coeficiente h1 operando en modo ONAF [Fuente propia]

10.2.3 Cálculo del coeficiente h_2 en modo ONAN

Para dos placas verticales simétricamente isotermas, Frank P. Incropera nos propone en primer lugar la correlación semiempírica obtenida por Elenbaas [18] para el cálculo del número de Nusselt promedio bajo convección libre:

$$\overline{Nu}_S = \frac{\bar{h}S}{k} = \frac{1}{24} Ra_S \left(\frac{S}{L} \right) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{35}{Ra_S (S/L)} \right] \right\}^{3/4} \quad (61)$$

donde S es la separación entre paneles, \bar{h} es el coeficiente promedio de transferencia de calor, L es la longitud de estos y Ra_S es el número de Rayleigh tomando como longitud característica la separación entre canales. Las propiedades del aire, al igual que en los casos anteriores, son calculadas a la temperatura medida de la película, T_f .

Igualmente, se nos presenta la correlación obtenida por Bar-Cohen y Rohsenow, aplicable a todo el rango de S/L [18]:

$$\overline{Nu}_S = \left[\frac{C_1}{(Ra_S S/L)^2} + \frac{C_2}{(Ra_S S/L)^{1/2}} \right]^{-1/2} \quad (62)$$

donde C_1 y C_2 son constantes que dependen de las condiciones térmicas de contorno. Para paredes simétricamente isotermas toman los valores de 576 y 2.87 respectivamente.

De forma análoga al cálculo de h_1 en modo ONAN, para determinar cuál de las dos correlaciones mejor se adapta a nuestro problema, se realiza un modelo 2D replicante de la situación de la que surgen las correlaciones y se calcula el coeficiente medio de transferencia de calor de la misma forma que se hizo para h_1 , viendo que correlación presenta una menor desviación con respecto al valor de la simulación –modelo en el cual se testea previamente la independencia de la malla-.

Para una temperatura de los paneles de 343 K, la mínima desviación -de un 1,2%- se obtiene para el valor arrojado con la segunda correlación. Se decide, por tanto, realizar el resto de cálculos a las restantes temperaturas utilizando esta última. Los valores del coeficiente se muestran en la Tabla 10.3.

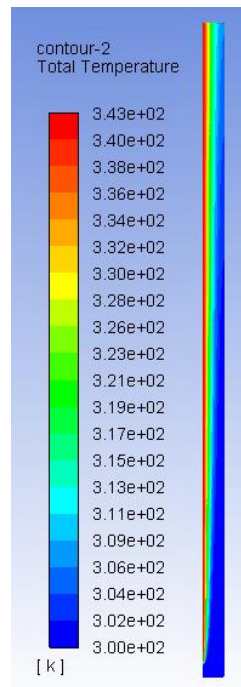


Figura 10.4: Distribución de temperaturas en el modelo 2D del canal entre paneles a una temperatura de 343 K destinado al apoyo del cálculo del coeficiente h_2 operando en modo ONAN [Fuente propia]

T_in	h_2 (W/m ² *K)
333	3.9
343	4.1
353	4.3

Tabla 10.3: Valores del coeficiente h_2 operando en modo ONAN [Fuente propia]

10.2.4 Cálculo del coeficiente h_2 en modo ONAF

El cálculo de este coeficiente promedio de película fue de entre todos los anteriores el más tedioso, por estos dos motivos:

- 1) Para una velocidad del aire de 1 m/s, las estimaciones del número de Reynolds –con un valor en torno a 3000- apuntaban a un régimen del flujo en transición laminar-turbulenta. En el estudio de la literatura realizado no pudo encontrarse ninguna correlación adecuada para dos placas simétricamente isothermas bajo flujo forzado en dicho régimen. Para el resto de velocidades, el flujo se encontraba en condiciones totales de turbulencia, para el que sí pudo encontrarse una correlación.

- 2) Generalmente, las longitudes de entrada –tanto térmica como hidráulica- en un flujo turbulento suelen ser típicamente cortas, $10 \lesssim (x_{fd}/D) \lesssim 60$. En nuestro caso, si imponemos $x_{fd} \approx 10D = 0,6 \text{ m}$, siendo la longitud de los paneles de 0.47 m. D se corresponde con el diámetro hidráulico asociado al canal entre los dos paneles. Es decir, se tiene que el flujo, previsiblemente, no se encontrará totalmente desarrollado.

Pese a que, como se ha dicho, no existe una correlación concreta para el problema de un flujo entre placas verticales en régimen de transición laminar-turbulenta, Frank P. Incropera indica en su tomo que es sensato –afrontando, obviamente, un ligero error- emplear las correlaciones existentes para tubos circulares siempre que se cumpla que $Re_D \gtrsim 2300$ y $Pr \gtrsim 0,7$, lo cual sucede en nuestro caso.

Se hace uso, por tanto, de la correlación propuesta por Gnielinski para el flujo turbulento forzado a través de un tubo circular, aplicable a regímenes de flujo en transición laminar-turbulenta:

$$Nu_{D,fd} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (63)$$

donde $Nu_{D,fd}$ es el número de Nusselt en condiciones de flujo totalmente desarrollado, f es el factor de fricción, Re_D es el número de Reynolds y Pr es el número de Prandtl. El factor de fricción, asumiendo que los paneles son perfectamente suaves, se puede calcular mediante la siguiente formula:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (64)$$

Las propiedades del fluido son calculadas a la temperatura media del bulk fluido, T_b , la cual se define en nuestra geometría de acuerdo a W. Wu *et al.* como [7]:

$$T_b = \frac{\int_{A_s} \rho C_p u T dA}{\int_{A_s} \rho C_p u dA} \quad (65)$$

donde A_s es el área de un plano axial longitudinal del canal.

El hecho de que el valor arrojado por la correlación sea el número de Nusselt para flujo totalmente desarrollado es una información a tener en cuenta. Se demuestra que, para todo flujo interno, el coeficiente de película va decayendo asintóticamente conforme se avanza en la dirección axial hasta alcanzar un valor constante a partir de

una longitud que se corresponde con la longitud de entrada térmica. Este valor del coeficiente de película –y, por tanto, del número de Nusselt- se corresponde con el ofrecido por la correlación anterior, por ejemplo.

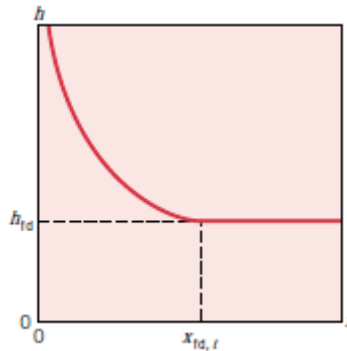


Figura 10.5: Variación del coeficiente de película con la coordenada axial en flujo interno [18]

Cuando la longitud axial de avance del flujo en una determinada geometría es tal que supera la longitud de entrada térmica, se puede afirmar que $\overline{Nu}_D \approx Nu_{D,fd}$. Sin embargo, como se indica en el punto 2), todo apunta a que el flujo no se encuentra totalmente desarrollado, teniendo entonces que $\overline{Nu}_D > Nu_{D,fd}$. Frank P. Incropera propone una expresión de la siguiente forma para la corrección del número de Nusselt:

$$\overline{Nu}_D = Nu_{D,fd} \left[1 + \frac{C}{(L/D)^m} \right] \quad (66)$$

donde C y m son dos coeficientes que dependen de factores tales como la naturaleza geométrica de la entrada o su región, además de los números de Prandtl y Reynolds. En términos generales, $C \approx 1$ y $m \approx 2/3$. L/D es el cociente entre la longitud de los paneles y el diámetro hidráulico del canal formado por estos. Ante la dificultad y falta de recursos en la literatura a la hora de modelar la región de transición laminar-turbulenta con modelos CFD, no es posible ajustar el modelo 2D previamente construido para el caso ONAN y comprobar como de buena es la aproximación. Se decide, no obstante, por asumir el posible error.

Para las velocidades de 3 y 5 m/s, como se dijo en el punto 2), el fluido se encuentra en condiciones totales de turbulencia. Para el flujo interno forzado entre placas paralelas simétricamente isotermas, Shibani *et al.* propone la siguiente correlación [6]:

$$Nu_{D,fd} = 8,3 + 0,02Re_D^{0,82}Pr^b \quad (67)$$

donde b es un coeficiente que se calcula a través de:

$$b = 0,52 + \frac{0,0096}{0,02 + Pr} \quad (68)$$

Las ecuaciones aplican para $0,004 < Pr < 1$ y $10^4 < Re < 10^6$. De nuevo, el valor arrojado por la correlación es el asociado a condiciones de flujo totalmente desarrollado. Shibani et al. muestra en su artículo las longitudes térmicas de entrada obtenidas experimentalmente en función del número de Reynolds y de Prandtl, las cuales se ven en la Figura 10.6.

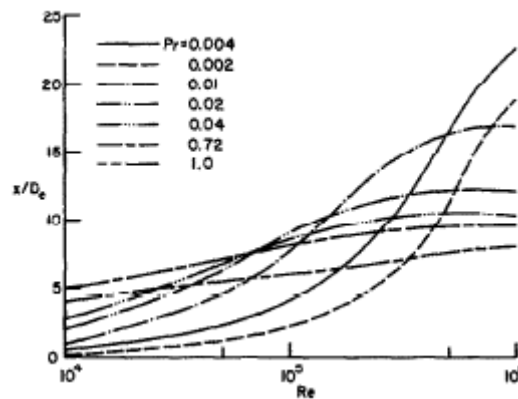


Figura 10.6: Longitudes térmicas de entrada determinadas por Shibani et al. [6]

Para determinar cuál es el valor del coeficiente de película promedio corregido en nuestro caso, se adaptarán las condiciones de contorno del modelo 2D desarrollado para el caso ONAN a una velocidad de entrada del aire de 5 m/s, una temperatura de los paneles de 343 K y un modelo de turbulencia adecuado. En este modelo se seguirá el siguiente procedimiento: se calculará la temperatura del bulk fluido, con ella el número de Reynolds y de Prandtl y con estos valores se tomará de la gráfica la longitud de entrada térmica, la cual se puede verificar en el modelo 2D al representar la variación del flujo calor con la coordenada axial y ver donde esta alcanza su valor asintótico. Si se ve que, en efecto, a partir de esa distancia se puede considerar flujo desarrollado, se tendrá que el modelo es capaz de replicar las condiciones propuestas por la correlación y se podrá usar entonces este valor como representativo con una menor incertidumbre del que se pudiera obtener con la ecuación (66).

Para el número de Reynolds y de Prandtl derivado de la temperatura obtenida en la simulación –en torno a $2 \cdot 10^4$ y 0,72, respectivamente-, se extrae de la gráfica una

longitud de entrada térmica de $x_{fd}/D \approx 7 \rightarrow x_{fd} \approx 0,42 \text{ m}$. Si representamos a lo largo de la coordenada axial el flujo de calor, se comprueba en la Figura 10.7 que la variación o pendiente del flujo de calor a partir de una distancia de 0,42 m al origen hasta el final de la longitud de los paneles es de un 2,6%, con lo cual, se puede considerar que el modelo replica en buena aproximación lo esperado.

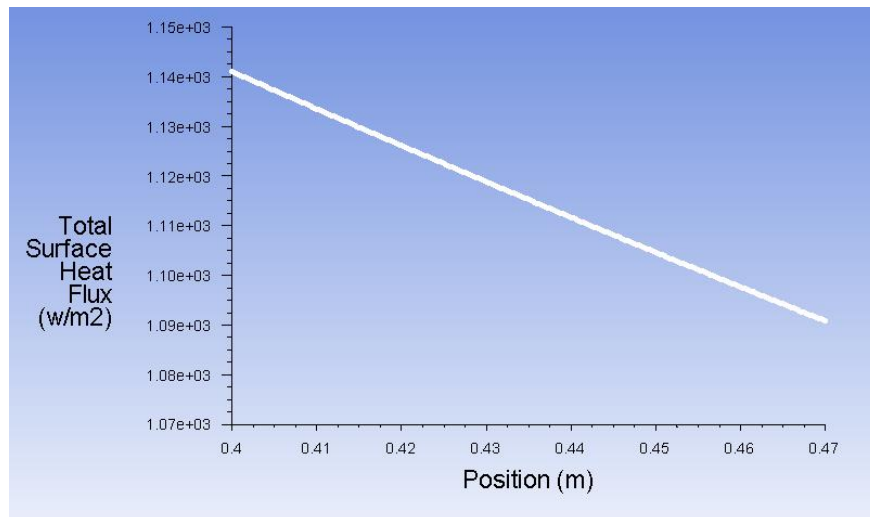


Figura 10.7: Flujo de calor en función de la coordenada axial [Fuente propia]

Por todo esto, se emplea el modelo 2D para el cálculo del coeficiente promedio de película a las velocidades de 3 y 5 m/s. Para todas las velocidades, el rango de temperaturas del panel apenas afecta a la variabilidad del valor, con lo que se toman los valores a una temperatura de 343 K del panel como representativos. Se tienen, finalmente, los valores presentados en la Tabla 10.4.

v_aire (m/s)	h2 (W/m²*K)
5	31.5
3	21.5
1	6.7

Tabla 10.4: Valores del coeficiente h2 operando en modo ONAF

10.3 ELIMINACIÓN DEL DOMINIO SÓLIDO DE LOS PANELES

A la eliminación del dominio del aire le siguió la retirada del dominio sólido de los paneles. Esto vino motivado fundamentalmente por dos motivos:

- Por un lado, al realizar simulaciones previas con un modelo de número de paneles superior a uno, se obtenían distribuciones de temperatura que no

replicaban los resultados tanto obtenidos en el modelo de un panel, como los presentados por varios de los autores en los que se basa el presente trabajo. Además, aun consiguiendo la convergencia en varias de las simulaciones, se obtenían inestabilidades en el residuo de la ecuación de la energía que no eran propias de otras simulaciones realizadas con el modelo de un panel. Esto implicaba correr el riesgo de, sin tener en cuenta todas las simplificaciones ya realizadas hasta ahora, obtener unos resultados que no fueran correctos o representativos de nuestro problema.

- En segundo lugar, sólo para asegurar la convergencia del modelo de un panel, se necesitaba una cantidad excesiva de elementos tanto en el dominio del aceite como en el dominio del panel, alargando de forma notable los tiempos de cálculo hasta el punto de hacer todo el barrido paramétrico algo no factible.

No se logró determinar cuál era la causa concreta detrás de estas problemáticas; no obstante, todo apuntaba a estar relacionado con el espesor del panel, de tan sólo 1 mm. El hecho de que este espesor fuera tan escaso implicaba que, de no tener una malla lo suficientemente refinada en todo el volumen del radiador, la calidad ortogonal del elemento sería mediocre, introduciendo inestabilidades e imprecisión en la resolución.

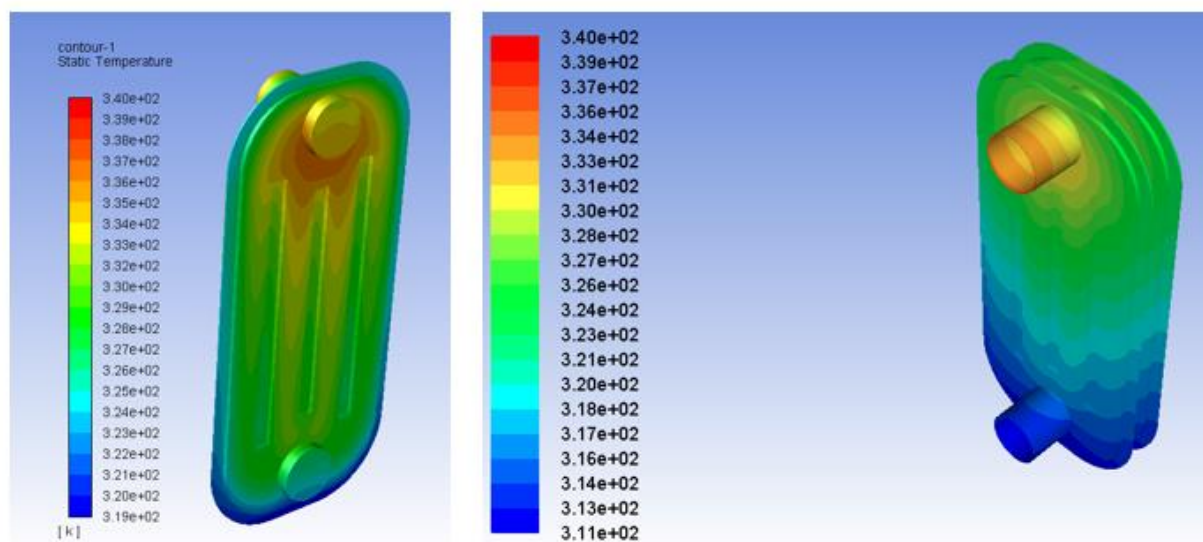


Figura 10.8: Distribución de temperaturas en los paneles durante simulaciones previas: a la izquierda, modelo de un panel; a la derecha, modelo de dos paneles. [Fuente propia]

Como se ve en la Figura 10.7, en el modelo de dos paneles se obtiene una distribución de temperaturas que no replica a lo que se esperaría si se tiene en cuenta la distribución para el modelo de un panel: mientras que en este último se obtiene una distribución que se asemeja a los resultados obtenidos a otros autores –y, además, presenta coherencia con la dinámica del flujo y la transferencia de calor, viendo aspectos tales como el declive de la temperatura en los canales-, en el primero los resultados no son coherentes ni con este último, ni con lo esperado en términos de la física del problema –declive de la temperatura en forma de campo potencial para toda la superficie del panel-.

El hecho de que el panel fuese de acero -alta conductividad térmica- y con sólo un espesor de 1 mm, nos permitía despreciar la conducción de calor en las direcciones normales a las interfaces de intercambio aceite-sólido a lo largo de dicho espesor, teniendo que la temperatura en esa interfaz sería igual a la temperatura de las superficies externas del panel paralelas a ella y con una separación igual al espesor. No obstante, los paneles no son más que aletas que aumentan la superficie de intercambio térmico y, con ello, el calor disipado. Es decir, existen superficies a una temperatura que no cumplen lo anterior, sino que se deben a la conducción por las zonas aleteadas. Para tener en cuenta este “efecto aleta” en nuestro modelo simplificado, se realiza una corrección de los coeficientes de película calculando un factor. Imponiendo que el calor disipado por el modelo con panel y simplificado debe ser el mismo y que en buena aproximación $(T_s - T_{aire})|_{simplif.} \cong (T_s - T_{aire})|_{panel}$, se tiene:

$$\dot{Q}_{simplif.} = \dot{Q}_{panel} \rightarrow h' A_{simplif.} (T_s - T_{aire})|_{simplif.} = h A_{panel} (T_s - T_{aire})|_{panel} \quad (69)$$

$$h' = h \frac{A_{panel}}{A_{simplif.}} \quad (70)$$

donde h' es el coeficiente de película corregido, h es el coeficiente de película calculado en el anterior apartado, A_{panel} es el área de intercambio de calor de la superficie externa del panel y $A_{simplif.}$ es el área de intercambio de calor de la superficie de intercambio del modelo sin panel, siendo el cociente entre ambos el factor de corrección.

Para comprobar el grado de aceptabilidad de esta corrección, se realiza una simulación del modelo simplificado de un panel y coeficientes corregidos, registrando

el calor disipado. Seguidamente, se registra el calor disipado para las mismas condiciones en el modelo con panel. Si la diferencia porcentual entre ambos valores es pequeña, el grado de desvirtuación será pequeño y la simplificación podrá aceptarse.

Flujo de calor con panel (W)	-64.26361
Flujo de calor sin panel y con corrección (W)	-63.03701
DP (%)	1.9087007

Tabla 10.5: Flujos de calor determinados durante la simplificación del dominio sólido

[Fuente propia]

Como se ve, solamente se obtiene un 2% de desviación, la cual se debe muy probablemente al error asociado a que en las zonas aleteadas no se cumple la igualdad $(T_s - T_{aire})|_{simplif.} \cong (T_s - T_{aire})|_{panel}$. Se decide por aceptar la simplificación, siendo válida para los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles –pues los modelos de varios paneles resultan de la adición periódica del mismo panel estudiado en este apartado-.

10.4 ESTUDIO DE INDEPENDENCIA DE LA MALLA

Los estudios previos terminan -y, con ellos, la obtención del modelo final a utilizar en el barrido paramétrico- con la realización de un estudio de independencia de la malla. El objetivo de este estudio es el de determinar el número adecuado de elementos, es decir, un número de elementos que, por un lado, aseguren la independencia de los resultados con su variación y que, por otro lado, sea el menor posible para reducir así el gasto computacional y el tiempo de simulación, aspecto crucial en un estudio de este tipo.

Son dos las restricciones parametrizadas de nuestra malla: el tamaño del elemento en las superficies del dominio del aceite y el número de divisiones en la dirección transversal o de espesor del aceite dentro del panel. Se eligen tres valores para cada parámetro, teniendo tres mallas diferentes, tal y como se muestra en la Tabla 10.7.

El estudio es realizado en un único panel, pues es evidente que, al resultar los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles de la adición periódica de uno, aplicará por igual a todos.

Nombre	Tamaño de elemento en la superficie	Número de divisiones en la dirección transversal	Número de elementos de la malla
Unidades	m	-	-
DP 0	0.005	5	38218
DP 1	0.0025	10	211440
DP 2	0.00125	20	1408522

Tabla 10.6: Parámetros y diferentes mallas en el estudio de independencia de la malla

[Fuente propia]

Para cada malla se realiza una simulación registrando valores tales como flujos máxicos en los canales, temperaturas medias y máximas de las superficies, flujos de calor y presiones a la entrada y a la salida. De los valores registrados se obtiene para cada uno de ellos su diferencia porcentual entre las diferentes mallas.

DIFERENCIA PORCENTUAL ENTRE DP					
Nombre	mout	md1	md2	md3	md4
Unidades	%	%	%	%	%
DP0/DP1	0.28411333	0.583357987	0.072465065	0.027739046	0.549466935
DP0/DP2	0.418360872	0.93039668	0.337351488	0.04303899	0.448837036
DP1/DP2	0.133867207	0.345025957	0.264694612	0.015295701	-0.100079992

DIFERENCIA PORCENTUAL ENTRE DP								
Nombre	T_med_aceite	T_med_placa1	T_max_placa1	T_med_placa2	T_max_placa2	T_bulk_out	Q_dis_placa1	Q_dis_placa2
Unidades	%	%	%	%	%	%	%	%
DP0/DP1	0.071898167	-0.486350557	-0.45809982	-0.140155579	-0.124499593	0.0126935	-1.0527977	-0.72346762
DP0/DP2	-0.094856147	-0.722042919	-0.703556492	-0.386036933	-0.243423084	0.0174688	-1.53248173	-1.05676333
DP1/DP2	-0.022974498	-0.236844256	-0.246586284	-0.246226455	-0.119071735	0.0047747	-0.48478786	-0.33572457

DIFERENCIA PORCENTUAL ENTRE DP			
Nombre	P_est_in	P_din_in	P_din_out
Unidades	%	%	%
DP0/DP1	9.015832665	-0.296429644	0.098717105
DP0/DP2	12.28697145	-1.060265202	0.273128347
DP1/DP2	3.000608907	-0.766106525	0.174239238

Tabla 10.7: Diferencias porcentuales entre mallas para los valores registrados [Fuente propia]

Los resultados muestran que las desviaciones entre la malla DP1 y DP2 fueron para todos los valores inferiores a 1%, excepto para la presión estática a la entrada, que fue de un 3%. El número de elementos necesario para la malla DP1 es casi 7 veces menor que el necesario para la malla DP2, por lo que la primera es considerada suficientemente adecuada para llevar a cabo las simulaciones.

Finalizado este estudio, se llega al modelo final de nuestro radiador, óptimo para la realización de un gran barrido paramétrico como el que se plantea en el presente trabajo.

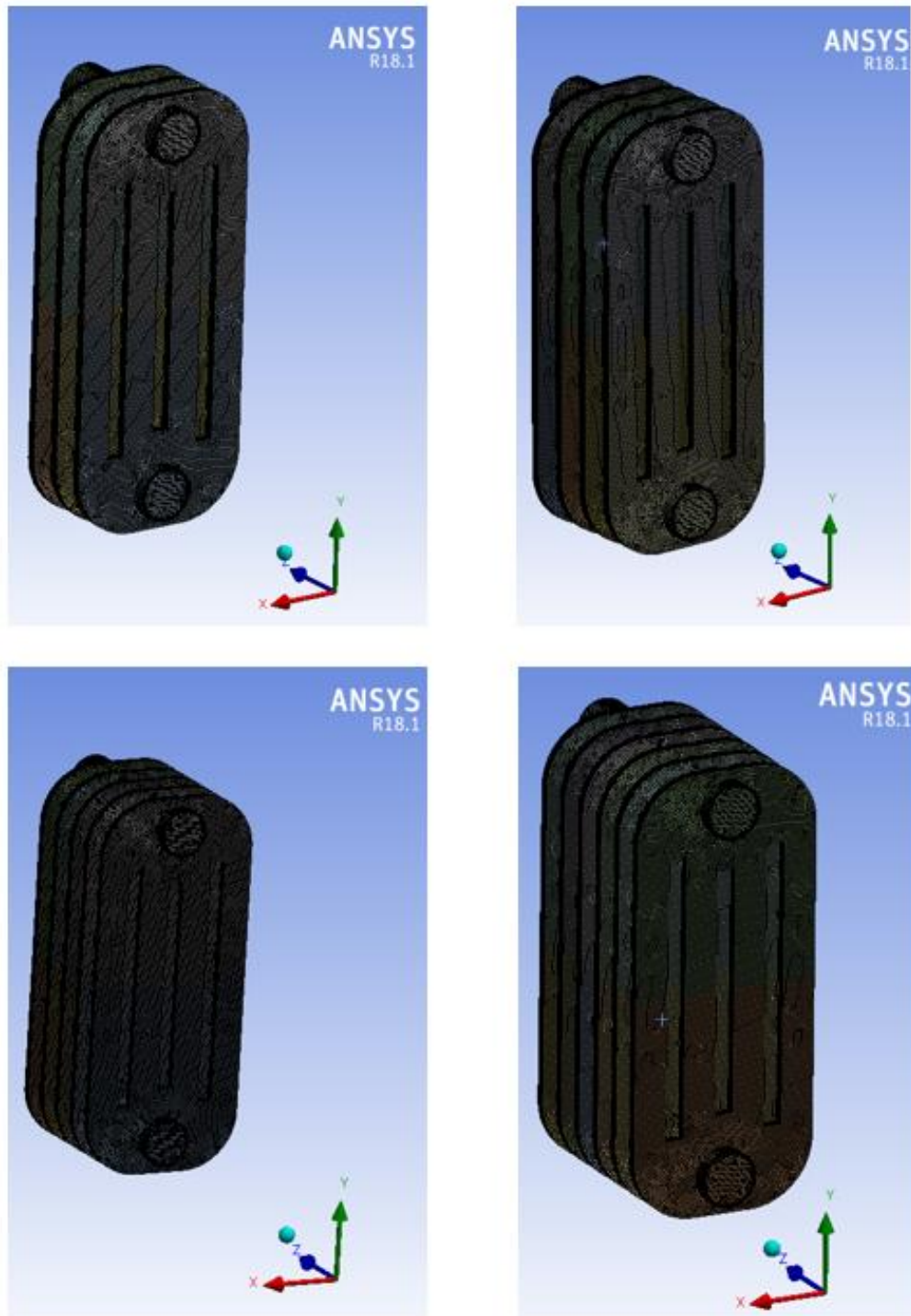


Figura 10.9: Modelos finales para el radiador en su arreglo de 3, 4, 5 y 6 paneles

[Fuente propia]

11 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

11.1 INTRODUCCIÓN

En este apartado se pone punto final al trabajo desarrollado a lo largo de todo el documento, presentándose los resultados arrojados por el modelo termo-hidráulico del radiador del transformador de distribución desarrollado. Los resultados pueden dividirse, por claridad de la exposición, en dos grupos diferenciados: por un lado, se tienen las distribuciones locales de las magnitudes fluidas y, en definitiva, representativas de las físicas consideradas -distribución de temperaturas, campo de velocidades, campo de presiones...- determinadas para algunos de los puntos de operación. Y, por otro lado, se tiene el grueso de valores obtenidos para todas las variables parametrizadas en todos y cada uno de los puntos de operación simulados en el radiador.

Si recordamos, nuestro objetivo era el estudiar el comportamiento de dicho radiador en cada uno de esos puntos de operación definidos por cuatro parámetros de entrada, obteniendo un mapa general de la influencia de cada uno de estos en las diferentes variables consideradas representativas de su funcionamiento. Además, se buscaba analizar el efecto de añadir un mayor número de paneles al arreglo inicial y comparar el funcionamiento del radiador entre dos líquidos refrigerantes: un aceite mineral y un éster natural, líquido alternativo biodegradable.

Para culminar, se expone al final del capítulo las conclusiones más relevantes a raíz de los resultados obtenidos y se plantean futuras líneas de trabajo y de mejora en este ámbito.

11.2 ESTUDIO PARÁMETRICO DEL COMPORTAMIENTO DEL RADIADOR

Fueron muchas las variables registradas dentro de los modelos para cada punto de operación: temperaturas medias de las superficies del panel, distribución del flujo másico por cada panel y canales asociados, calor disipado por cada superficie, temperaturas a la salida de cada panel... Sin embargo, de entre todas ellas, las variables que se consideraron representativas del funcionamiento del radiador fueron las siguientes:

- Calor total disipado por el bloque radiador, Q (W), el cual define la capacidad refrigerante del radiador.
- Salto térmico entre la entrada y la salida del bloque radiador, ΔT_{in-out} (°C), valor importante de cara a tener en cuenta en el comportamiento de la refrigeración de los devanados y, en definitiva, en el diseño del circuito de refrigeración completo.
- Caída de presión entre la entrada y la salida del radiador, ΔP_{in-out} (Pa), variable importante para conocer la resistencia que el flujo opone y que influirá en el diseño del circuito refrigeración termo-hidráulico completo.

Adicionalmente, se determina un valor extra para cada punto de operación: en esencia, nuestro radiador no deja de ser un intercambiador de calor operando a contracorriente en el cual podemos determinar un coeficiente global de transferencia de calor que nos sirva como medida de la “eficiencia” en su operación. Este coeficiente, según nos indica Frank P. Incropera, es función del calor disipado, de la superficie de intercambio térmico del radiador y de la diferencia logarítmica de temperaturas, $U = f(\dot{Q}, LMTD, A)$ [18].

Pese a no ser tan relevante como los anteriores valores, se presentarán igualmente las distribuciones de flujo másico en cada panel.

Como ya se sabe, este estudio paramétrico se realiza para dos fluidos de funcionamiento del radiador: un aceite mineral y un éster natural, este último líquido dieléctrico biodegradable y dentro de las líneas de investigación de líquidos alternativos para el uso en transformadores de potencia. Se presentarán, por tanto, los valores obtenidos para cada fluido y se realizará una comparación general entre ambos por medio de las variables clave justamente definidas.

Cabe añadir que todos los resultados registrados pretenden ser la base de un futuro estudio mediante modelado THN, dentro de las líneas de trabajo del proyecto europeo BIOTRAFO.

11.2.1 Calor total disipado

Para el modelo del radiador con un número de 3 paneles y aceite mineral, se obtuvieron unos valores de calor disipado indicados por la Figura 11.1.

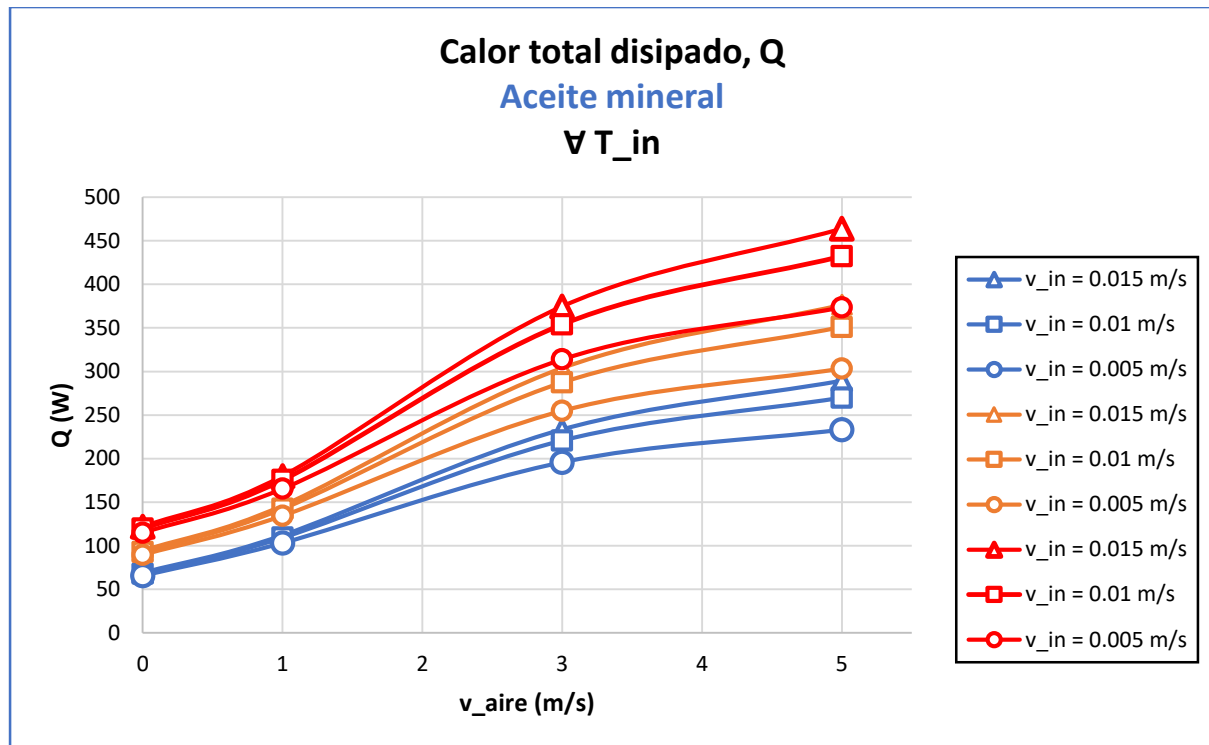


Figura 11.1: Calor total disipado en el modelo de 3 paneles con aceite mineral [Fuente propia]

Para este mismo modelo, pero haciendo uso de un éster natural, se obtuvieron unos valores de calor disipado indicados por la Figura 11.2.

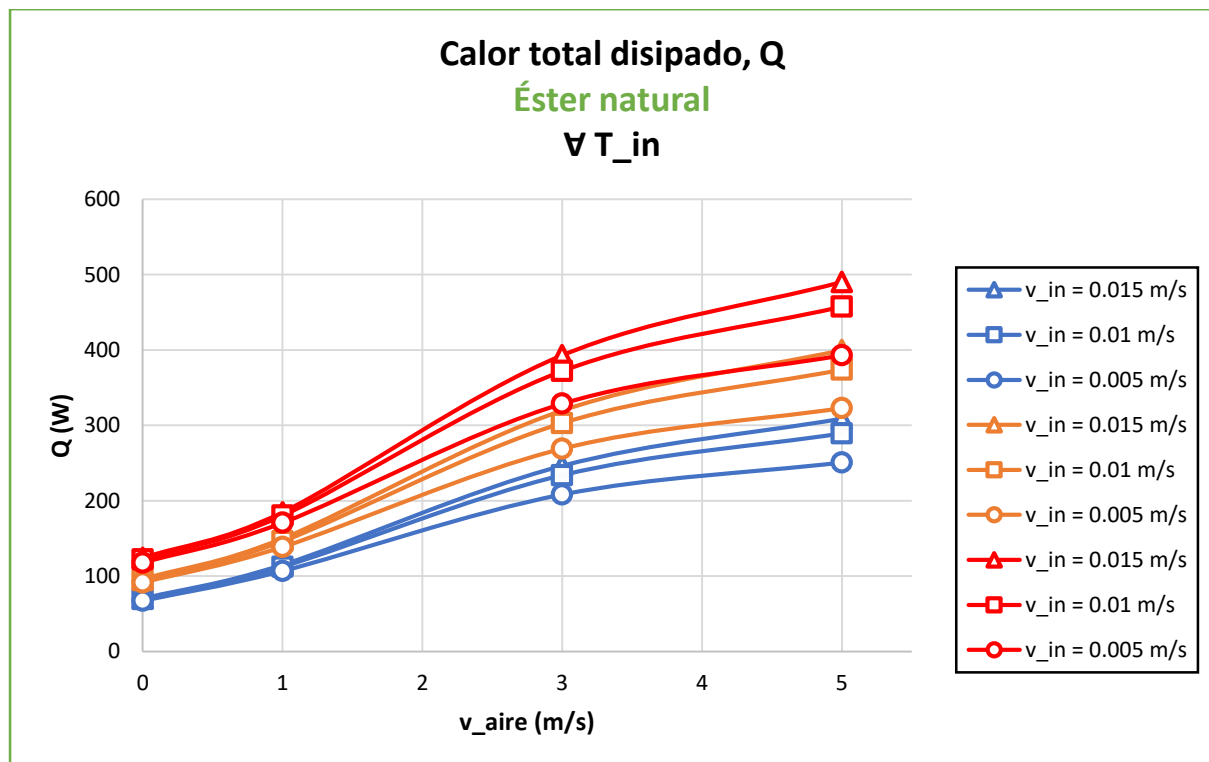


Figura 11.2: Calor total disipado en el modelo de 3 paneles con éster natural [Fuente propia]

Para poder interpretar correctamente las gráficas, es necesario conocer lo siguiente:

- En el eje de abscisas vienen representadas las diferentes velocidades del aire consideradas, teniendo con 0 m/s la convección natural y con 5 m/s el máximo valor dado en convección forzada.
- En el eje de ordenadas se tiene el valor de, en este caso, calor disipado obtenido.
- Los colores de las diferentes líneas interpoladas entre puntos marcan la temperatura de entrada del fluido en un determinado punto de operación: 353 K con color rojo, 343 K con color naranja y 333 K con color azul.
- Las diferentes figuras geométricas en cada punto definen la velocidad de entrada del fluido en un determinado punto de operación: los triángulos se asocian a una velocidad de 0,015 m/s, los cuadrados a una velocidad de 0,01 m/s y los círculos a una velocidad de 0,005 m/s.
- Pese a ser considerada la temperatura ambiente como parámetro, no posee otro valor que no sea 300 K, con lo que no se da cuenta de su influencia.

Así, por ejemplo, se tendrá que un punto triangular alojado en una línea interpolada naranja y a una abscisa de 3 m/s se corresponderá con el punto de operación definido por una velocidad de entrada del fluido de 0,01 m/s, una temperatura de entrada de 343 K y una velocidad del aire exterior de 3 m/s. Su ordenada marcará el calor disipado total por el radiador en dicho punto de operación.

Con esto en mente, podemos extraer de las gráficas una radiografía interesante de su comportamiento en la refrigeración, tanto para el aceite mineral como para el éster natural pues, como se ve, son idénticas en términos de influencia a pesar de tenerse diferentes valores en cada punto de operación. Por un lado, queda evidentemente reflejado que un aumento tanto en temperatura de entrada del fluido como en velocidad del aire exterior dan lugar a un incremento del calor disipado. Sin embargo, vemos que cuando el radiador opera en condiciones de convección natural, la velocidad de entrada del flujo no tiene impacto apreciable sobre el calor evacuado. Es sólo cuando la velocidad del aire exterior aumenta, que comienza a notarse esta influencia sobre el calor disipado, viéndose más pronunciada conforme aumentamos en velocidad. Este fenómeno es, probablemente, de los más relevantes en cuanto al

estudio realizado pues coincide con la experiencia de autores tales como Gustavo Rios *et al.* [1] en uno de los artículos que constituyen el estado del arte del presente trabajo. Estamos comprobando como, cuando el radiador opera en modo ONAN, por mucho que se aumente el flujo másico interior, no se consigue obtener una mejora significativa en el calor disipado: el bajo coeficiente de película del aire externo actúa como cuello de botella en la transferencia de calor del radiador. Cuando la convección exterior es suficiente, se comprueba como un aumento de velocidad de entrada y, por tanto, de flujo másico, dan lugar a un incremento del calor disipado.

Este comportamiento de la capacidad refrigerante en términos de influencia de los diferentes parámetros presenta las mismas tendencias conforme aumentamos el número de paneles, independientemente del fluido empleado, con la diferencia de que el calor disipado aumentará respecto al caso de 3 paneles. Para ver entonces el efecto de añadir paneles en la capacidad refrigerante, en vez de representar para cada uno de los modelos la misma gráfica –pero con mayores valores en ordenadas para cada punto, como se acaba de decir-, se toma como referencia el modelo de 3 paneles y se exponen los porcentajes de aumento en cada punto de operación según los modelos de 4, 5 y 6 paneles. En la Tabla 11.1 se exponen los porcentajes de aumento haciendo uso de un aceite mineral y en la Tabla 11.2 los correspondientes para el éster natural.

Pese a la apabullante cantidad de datos de las tablas, su interpretación no deja de ser trivial: por cada adición de un panel extra se tiene un aumento promedio de la capacidad refrigerante en todos los puntos de operación estudiados de en torno al 30%, tanto con aceite como con éster. Con aceite mineral, se comprueba como con 4 paneles se tiene un aumento promedio en todos los puntos de un 31,2% respecto al modelo de 3 paneles, con 5 paneles de un 60,5% y con 6 paneles de casi un 90%. Por su parte, con éster natural, se ve como con 4 paneles se tiene un incremento del 31,3%, del 60,7% con cinco paneles y del 88,4% con 6 paneles. Como se puede apreciar, esta linealidad se altera ligeramente conforme aumentamos en número de paneles: esto se debe al cada vez mayor reparto del flujo másico entre el cada vez mayor número de estos.

			CALOR TOTAL DISIPADO, Q (ACEITE MINERAL)						
			3 PANELES	4 PANELES		5 PANELES		6 PANELES	
PUNTOS DE OPERACIÓN			REF. (W)	VALOR (W)	% AUMENTO	VALOR (W)	% AUMENTO	VALOR (W)	% AUMENTO
v_in = 0.015 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	463.7	612.6	32.1	750.7	61.9	879.8	89.7
		v_aire = 3 m/s	374.6	499.1	33.2	616.1	64.5	727.0	94.1
		v_aire = 1 m/s	180.1	237.0	31.6	292.4	62.4	346.6	92.5
		C.N.	121.9	161.6	32.6	200.6	64.6	239.0	96.1
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	376.6	497.6	32.1	609.7	61.9	714.7	89.8
		v_aire = 3 m/s	304.1	405.2	33.2	500.2	64.5	590.2	94.1
		v_aire = 1 m/s	146.1	192.3	31.6	237.3	62.4	281.2	92.5
		C.N.	94.4	125.3	32.7	155.6	64.8	185.5	96.5
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	289.3	382.3	32.1	468.6	61.9	549.2	89.8
		v_aire = 3 m/s	233.5	311.2	33.3	384.2	64.5	453.4	94.2
		v_aire = 1 m/s	112.1	147.6	31.6	182.1	62.4	215.8	92.5
		C.N.	69.1	91.8	32.8	114.1	65.1	136.2	97.0
v_in = 0.01 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	432.3	565.8	30.9	687.4	59.0	799.1	84.9
		v_aire = 3 m/s	354.0	467.8	32.2	573.2	61.9	671.4	89.7
		v_aire = 1 m/s	175.5	230.0	31.1	282.8	61.2	334.0	90.4
		C.N.	119.7	158.3	32.2	196.0	63.7	233.0	94.6
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	351.1	459.6	30.9	558.4	59.1	649.2	84.9
		v_aire = 3 m/s	287.4	379.8	32.2	465.4	62.0	545.2	89.7
		v_aire = 1 m/s	142.4	186.6	31.1	229.5	61.2	271.0	90.4
		C.N.	92.9	122.9	32.3	152.3	64.0	181.1	95.0
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	269.8	353.2	30.9	429.2	59.1	499.0	85.0
		v_aire = 3 m/s	220.7	291.7	32.2	357.5	62.0	418.9	89.8
		v_aire = 1 m/s	109.3	143.2	31.1	176.1	61.2	208.0	90.4
		C.N.	68.0	90.1	32.5	111.8	64.3	133.0	95.5
v_in = 0.005 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	373.4	476.4	27.6	565.0	51.3	641.8	71.9
		v_aire = 3 m/s	313.8	405.5	29.2	486.3	55.0	558.0	77.8
		v_aire = 1 m/s	165.6	214.7	29.7	261.1	57.7	305.0	84.2
		C.N.	115.1	151.0	31.2	185.5	61.2	218.7	90.0
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	303.3	387.1	27.6	459.1	51.4	521.5	71.9
		v_aire = 3 m/s	254.8	329.3	29.2	395.0	55.0	453.3	77.9
		v_aire = 1 m/s	134.3	174.2	29.7	211.9	57.7	247.5	84.2
		C.N.	89.4	117.4	31.4	144.4	61.6	170.4	90.6
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	233.1	297.5	27.6	352.9	51.4	400.9	71.9
		v_aire = 3 m/s	195.8	253.0	29.3	303.5	55.1	348.3	77.9
		v_aire = 1 m/s	103.1	133.7	29.7	162.6	57.7	189.9	84.2
		C.N.	65.6	86.3	31.5	106.2	62.0	125.5	91.3
			MAX (%)		33.3		65.1		97.0
			MEDIA (%)		31.2		60.5		88.1
			MIN (%)		27.6		51.3		71.9
					SALTO PROM. (%)			SALTO PROM. (%)	

Tabla 11.1: Comparativa del calor total disipado entre modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con aceite mineral [Fuente propia]

			CALOR TOTAL DISIPADO, Q (ÉSTER NATURAL)						
			3 PANELES	4 PANELES		5 PANELES		6 PANELES	
PUNTOS DE OPERACIÓN			REF. (W)	VALOR (W)	% AUMENTO	VALOR (W)	% AUMENTO	VALOR (W)	% AUMENTO
v_in = 0.015 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	490.0	649.1	32.5	795.9	62.4	932.5	90.3
		v_aire = 3 m/s	392.8	524.8	33.6	648.6	65.1	765.3	94.8
		v_aire = 1 m/s	184.6	243.3	31.8	300.6	62.9	356.7	93.3
		C.N.	123.9	164.6	32.8	204.5	65.0	243.9	96.8
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	399.7	530.3	32.7	651.2	62.9	764.0	91.1
		v_aire = 3 m/s	319.6	427.5	33.8	528.9	65.5	624.8	95.5
		v_aire = 1 m/s	149.8	197.4	31.8	244.0	62.9	289.6	93.4
		C.N.	96.0	127.5	32.9	158.6	65.3	189.3	97.2
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	308.8	410.2	32.8	504.2	63.3	592.1	91.8
		v_aire = 3 m/s	246.3	329.7	33.9	408.3	65.8	482.7	96.0
		v_aire = 1 m/s	115.0	151.7	31.9	187.5	63.0	222.5	93.5
		C.N.	70.2	93.4	33.0	116.3	65.6	138.8	97.7
v_in = 0.01 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	457.3	598.7	30.9	726.3	58.8	842.3	84.2
		v_aire = 3 m/s	371.9	491.9	32.3	602.1	61.9	703.8	89.3
		v_aire = 1 m/s	180.3	236.7	31.3	291.3	61.6	344.2	90.9
		C.N.	122.0	161.6	32.4	200.3	64.1	238.2	95.2
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	373.8	490.5	31.2	596.2	59.5	692.6	85.3
		v_aire = 3 m/s	303.0	401.5	32.5	492.3	62.5	576.5	90.3
		v_aire = 1 m/s	146.3	192.2	31.3	236.6	61.7	279.6	91.1
		C.N.	94.6	125.3	32.6	155.5	64.4	185.0	95.7
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	289.2	380.1	31.4	462.6	60.0	538.1	86.1
		v_aire = 3 m/s	233.8	310.2	32.7	380.8	62.9	446.5	91.0
		v_aire = 1 m/s	112.4	147.7	31.4	181.8	61.8	215.0	91.3
		C.N.	69.2	91.9	32.7	114.1	64.8	135.9	96.3
v_in = 0.005 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	392.8	498.4	26.9	588.3	49.8	665.9	69.5
		v_aire = 3 m/s	328.6	422.4	28.5	503.8	53.3	575.4	75.1
		v_aire = 1 m/s	170.6	221.1	29.6	268.6	57.4	313.1	83.5
		C.N.	117.6	154.4	31.3	189.7	61.3	223.6	90.0
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	322.7	410.9	27.3	486.1	50.6	551.0	70.7
		v_aire = 3 m/s	268.9	346.9	29.0	415.0	54.3	475.0	76.6
		v_aire = 1 m/s	138.6	179.8	29.7	218.6	57.7	255.1	84.0
		C.N.	91.3	120.1	31.5	147.8	61.8	174.4	90.9
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	250.6	319.8	27.6	378.9	51.2	429.8	71.5
		v_aire = 3 m/s	208.1	269.1	29.3	322.6	55.0	369.8	77.7
		v_aire = 1 m/s	106.6	138.3	29.8	168.3	57.9	196.6	84.5
		C.N.	67.0	88.3	31.7	108.8	62.3	128.6	91.8
			MAX (%)		33.9		65.8		97.7
			MEDIA (%)		31.3	29.4	60.7	27.7	88.4
			MIN (%)		26.9	SALTO PROM. (%)	49.8	SALTO PROM. (%)	69.5

Tabla 11.2: Comparativa del calor total disipado entre modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con éster natural [Fuente propia]

Adicionalmente, si definimos una escala de colores para los porcentajes de aumento en cada modelo adicional, de tal forma que en tono rojizo creciente en intensidad se tengan los valores que despiquen por encima de los valores medios –en tonos amarillentos- y en color verde creciente por debajo de estos, podemos ver, tanto con aceite como con éster, como los puntos de operación asociados a la mayor velocidad de entrada y, generalmente, en condiciones de convección natural, son los que destacan. Es decir, esos puntos de operación son los que más se verán favorecidos al añadir paneles extra en términos de calor disipado. Por su parte, los valores por debajo del aumento medio se dan para las menores velocidades de entrada del fluido y mayores velocidades del aire exterior. Estos puntos de operación son los que menos favorecidos se ven con el aumento del número de paneles.

Como dijimos en la introducción de este apartado, buscamos finalmente, para cada variable representativa del funcionamiento del radiador, realizar la comparativa entre el aceite mineral y éster natural en términos globales. Para poder hacer esto, obtendremos todas las diferencias porcentuales entre mismos puntos de operación en los modelos original y de paneles extra, obteniendo a su vez de estas diferencias el promedio para todas ellas y la diferencia máxima y mínima existente. Estas diferencias se determinan tomando como referencia los valores de aceite mineral. Si hacemos esto para el calor evacuado, obtenemos los valores vistos en la Tabla 11.3.

CALOR DISIPADO TOTAL, Q (ÉSTER NATURAL / ACEITE MINERAL)					
Paneles	3	4	5	6	PROM. GLOBAL
MAX.	7.48%	7.60%	7.78%	7.83%	7.67%
PROM.	4.11%	4.25%	4.28%	4.26%	4.23%
MIN.	1.58%	1.74%	1.87%	1.97%	1.79%

Tabla 11.3: Comparativa global entre aceite mineral y éster natural para el calor evacuado
[Fuente propia]

Para poder interpretar la tabla correctamente debemos tener en cuenta lo que se acaba de decir justamente: los valores de aceite mineral son los tomados como referencia para calcular la diferencia porcentual relativa. Es decir, un valor positivo implicará mayores valores arrojados por el éster natural, mientras que un valor negativo implicaría que el valor del aceite mineral se impone al del éster. Vemos que para cada configuración de panel se presentan tres filas: un valor máximo, un valor promedio y un valor mínimo. El valor máximo se corresponde con el valor del punto

de operación donde esta diferencia es máxima. El valor mínimo se corresponde con el correspondiente donde la diferencia es mínima, mientras que el promedio es la media de todas las diferencias entre puntos de operación. Se presenta igualmente un promedio global para estos valores de todas las configuraciones de paneles.

Se puede decir entonces que, en términos de calor disipado, el radiador estudiado operando con un éster natural evacuara de forma global y en promedio un 4,23% más de calor que con un aceite mineral. En el mejor de los casos, se tendrá un aumento del 7,67%, asociado a los puntos de operación a una velocidad de entrada de 0,01 m/s, una temperatura de entrada de 333 K -60°C- y una velocidad del aire externo de 5 m/s. En el peor de los casos, se tendrá un aumento del 1,79%, asociado a los puntos de operación a la mayor velocidad de entrada, menor temperatura de entrada y condiciones de convección natural. En definitiva, la mayor densidad –mayor flujo másico entrante para una misma velocidad y temperatura de entrada- y capacidad calorífica -mayor almacenamiento de calor por unidad de masa- de un éster natural hace que este sea un mejor evacuador de calor que el aceite mineral.

11.2.2 Salto térmico

En el caso del salto térmico, se obtuvieron los siguientes valores para el modelo de 3 paneles con aceite mineral, vistos en la Figura 11.3.

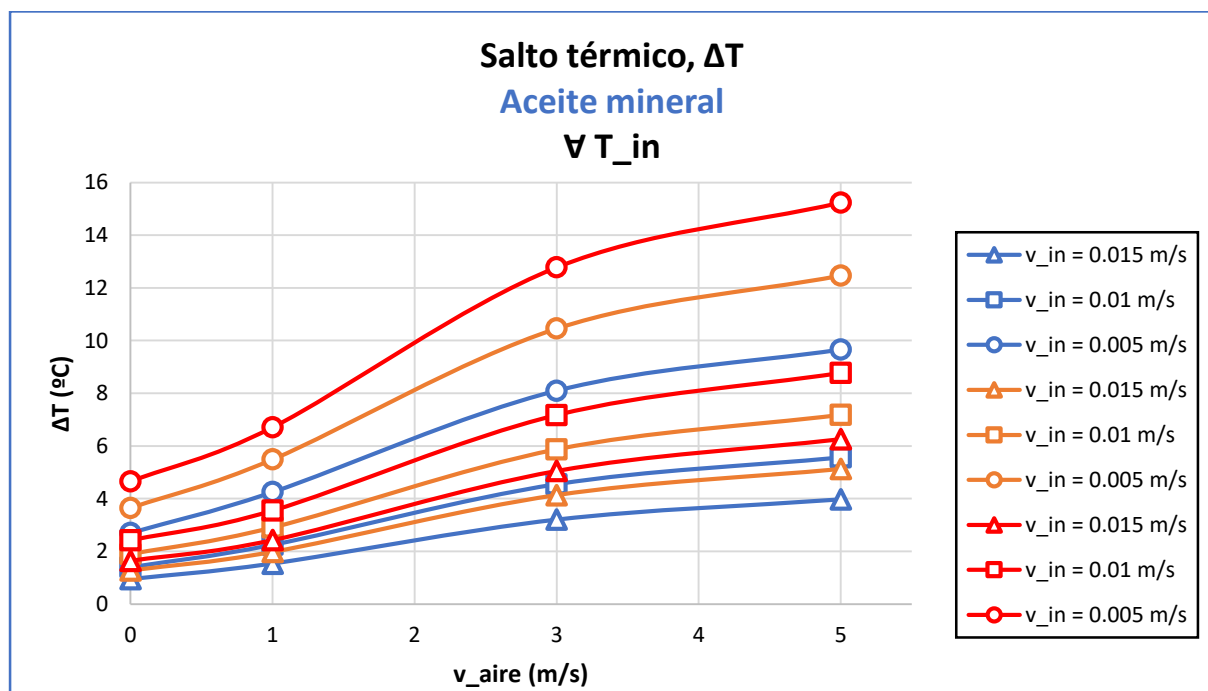


Figura 11.3: Salto térmico en el modelo de 3 paneles con aceite mineral [Fuente propia]

Por su parte, haciendo uso de un éster natural, se obtuvieron los valores vistos en la Figura 11.4.

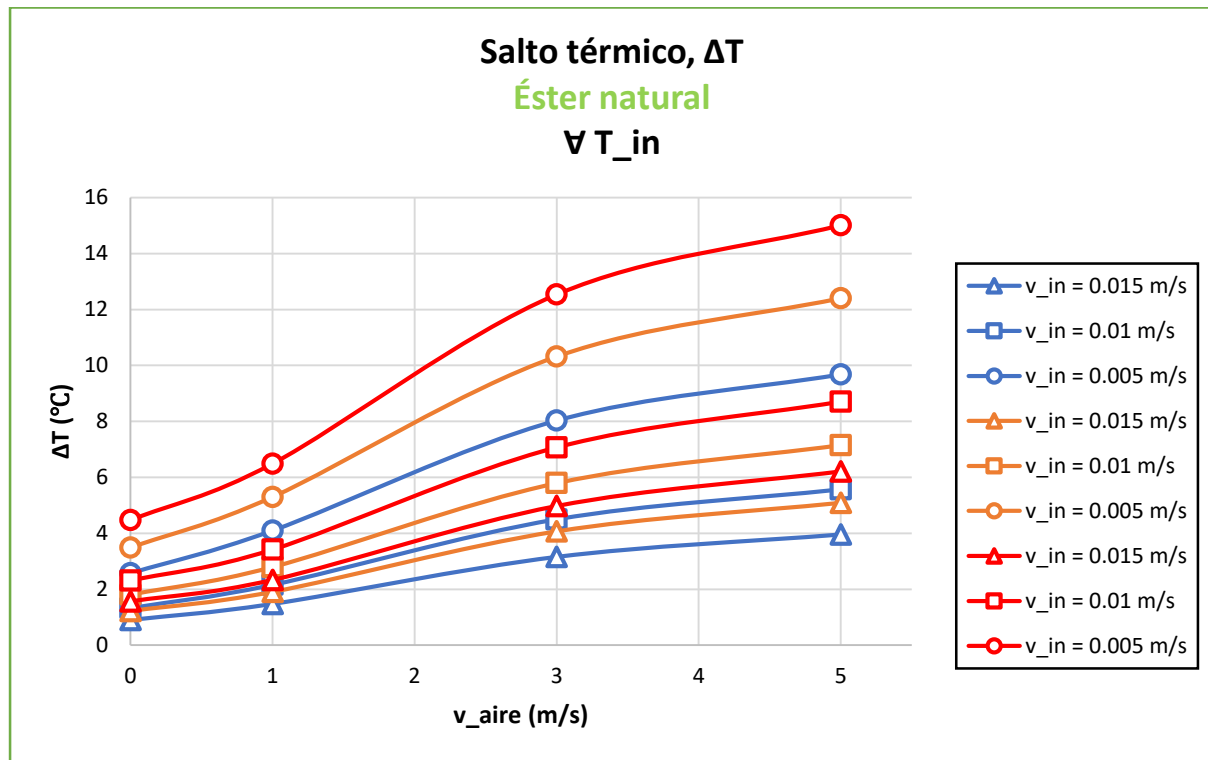


Figura 11.4: Salto térmico en el modelo de 3 paneles con éster natural [Fuente propia]

La misma forma de leer la gráfica que se explicó para el calor disipado aplica para el salto térmico. Como se puede ver, el comportamiento del salto térmico tanto con aceite mineral como con éster natural es prácticamente idéntico, solo que siendo los valores ligeramente diferentes en cada punto de operación. Con el aumento de la convección exterior y de la temperatura de entrada del aceite, se da lugar a un aumento del salto térmico. El que exista un mayor salto térmico con el aumento de la temperatura de entrada del fluido es un buen signo de la operación del radiador: pese a una mayor temperatura de entrada al radiador, la existencia de un mayor salto térmico asegurará que la temperatura de entrada en la cuba se mantenga a un nivel aceptable.

Sin embargo, a diferencia del comportamiento del calor disipado, se distinguen dos peculiaridades de importancia: al igual que lo registrado por los autores Min-gu Kim *et al.* en [3], se ve como un aumento de la velocidad de entrada del flujo implica una disminución del salto térmico. Además, esta influencia sí que es apreciable cuando el radiador opera en modo ONAN y bastante más marcada con el aumento de la

convección exterior. En definitiva, el calor disipado por el radiador se puede expresar como $\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T_{in-out}$. Para un mismo flujo de calor a una misma temperatura de entrada, un mayor flujo másico dará lugar a un menor salto térmico, motivo por el cual en modo ONAN sí que la velocidad influye en esta variable.

Resulta interesante ver también como para una misma velocidad de entrada y exterior del aire la influencia de la temperatura es mayor cuanto menor es la primera de ellas, acentuándose el efecto cuando se aumenta en velocidad del aire.

Al igual que en la capacidad refrigerante, las mismas gráficas se tienen cuando pasamos a los modelos de 4, 5 y 6 paneles, tanto con aceite como con éster. Lógicamente, con la diferencia de que se tendrá un aumento del salto térmico para cada punto de operación. Siguiendo la misma estrategia que anteriormente, se toma como referencia el modelo de 3 paneles y se determina el porcentaje de aumento para cada punto de operación cuando se añade un mayor número de paneles. En la Tabla 11.4 se muestran los porcentajes para el aceite mineral y en la Tabla 11.5 los correspondientes para el éster natural.

Como se puede ver, se obtienen prácticamente los mismos efectos que en el caso de la capacidad refrigerante con ambos fluidos: por cada adición de un panel extra se tiene un aumento promedio del salto térmico en cada punto de operación de en torno al 30%. Con aceite mineral y en el modelo de 4 paneles, se tiene un aumento promedio del 31,4%, del 60,9% con 5 paneles y 88,9% con 6 paneles. Con el éster natural se tiene un aumento promedio del 31,5% en el modelo de 4 paneles, del 61,1% con 5 paneles y del 89% con 6 paneles. Esta linealidad decrece levemente conforme se van añadiendo paneles, por el mismo motivo que se dio para el calor disipado: un cada vez mayor reparto del flujo másico. Asociando una misma escala de colores que en el caso del calor disipado, vemos que los aumentos que despuntan del promedio se asocian, al igual que en el calor evacuado y en ambos fluidos, a las mayores velocidades de entrada del flujo y, generalmente, cuando el transformador opera en modo ONAN. Por su parte, los aumentos por debajo del promedio se tienen para las menores velocidades de entrada y mayores velocidades exteriores del aire.

			SALTO TÉRMICO, DT (ACEITE MINERAL)						
			3 PANELES	4 PANELES		5 PANELES		6 PANELES	
PUNTOS DE OPERACIÓN			REF. (°C)	VALOR (°C)	% AUMENTO	VALOR (°C)	% AUMENTO	VALOR (°C)	% AUMENTO
v_in = 0.015 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	6.3	8.3	32.4	10.2	62.4	11.9	90.7
		v_aire = 3 m/s	5.1	6.7	33.4	8.3	64.9	9.8	94.9
		v_aire = 1 m/s	2.4	3.2	31.7	3.9	62.6	4.7	92.8
		C.N.	1.6	2.2	32.6	2.7	64.7	3.2	96.3
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	5.1	6.8	32.3	8.3	62.4	9.8	90.6
		v_aire = 3 m/s	4.1	5.5	33.4	6.8	64.9	8.1	94.8
		v_aire = 1 m/s	2.0	2.6	31.6	3.2	62.5	3.8	92.7
		C.N.	1.3	1.7	32.7	2.1	64.9	2.5	96.7
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	4.0	5.3	32.3	6.5	62.3	7.6	90.5
		v_aire = 3 m/s	3.2	4.3	33.4	5.3	64.8	6.2	94.7
		v_aire = 1 m/s	1.5	2.0	31.6	2.5	62.5	3.0	92.7
		C.N.	0.9	1.3	32.9	1.6	65.2	1.9	97.1
v_in = 0.01 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	8.8	11.5	31.2	14.0	59.8	16.3	86.1
		v_aire = 3 m/s	7.2	9.5	32.4	11.7	62.6	13.7	90.8
		v_aire = 1 m/s	3.5	4.7	31.2	5.7	61.5	6.8	90.9
		C.N.	2.4	3.2	32.3	4.0	63.9	4.7	94.9
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	7.2	9.4	31.2	11.5	59.7	13.4	86.0
		v_aire = 3 m/s	5.9	7.8	32.4	9.5	62.5	11.2	90.6
		v_aire = 1 m/s	2.9	3.8	31.2	4.7	61.4	5.5	90.8
		C.N.	1.9	2.5	32.4	3.1	64.2	3.7	95.3
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	5.6	7.3	31.1	8.9	59.6	10.3	85.8
		v_aire = 3 m/s	4.6	6.0	32.4	7.4	62.4	8.7	90.5
		v_aire = 1 m/s	2.2	3.0	31.2	3.6	61.4	4.3	90.7
		C.N.	1.4	1.9	32.5	2.3	64.5	2.7	95.8
v_in = 0.005 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	15.2	19.5	28.1	23.2	52.4	26.5	73.7
		v_aire = 3 m/s	12.8	16.6	29.7	19.9	56.0	22.9	79.4
		v_aire = 1 m/s	6.7	8.7	29.9	10.6	58.2	12.4	85.1
		C.N.	4.7	6.1	31.4	7.5	61.6	8.9	90.7
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	12.5	16.0	28.0	19.0	52.3	21.6	73.4
		v_aire = 3 m/s	10.5	13.6	29.6	16.3	55.9	18.7	79.2
		v_aire = 1 m/s	5.5	7.1	29.9	8.7	58.1	10.2	84.9
		C.N.	3.6	4.8	31.5	5.9	61.9	7.0	91.2
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	9.7	12.4	28.0	14.7	52.1	16.7	73.1
		v_aire = 3 m/s	8.1	10.5	29.5	12.6	55.7	14.5	79.0
		v_aire = 1 m/s	4.3	5.5	29.8	6.7	58.0	7.9	84.8
		C.N.	2.7	3.6	31.6	4.4	62.2	5.2	91.7
			MAX (%)	33.4		65.2		97.1	
			MEDIA (%)	31.4		60.9		88.9	
			MIN (%)	28.0	SALTO PROM. (%)	52.1	SALTO PROM. (%)	73.1	

Tabla 11.4: Comparativa de saltos térmicos entre los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con aceite mineral [Fuente propia]

			SALTO TÉRMICO, DT (ÉSTER NATURAL)						
			3 PANELES	4 PANELES		5 PANELES		6 PANELES	
PUNTOS DE OPERACIÓN			REF. (°C)	VALOR (°C)	% AUMENTO	VALOR (°C)	% AUMENTO	VALOR (°C)	% AUMENTO
v_in = 0.015 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	6.2	8.2	32.6	10.1	62.8	11.9	91.0
		v_aire = 3 m/s	5.0	6.7	33.8	8.2	65.5	9.7	95.4
		v_aire = 1 m/s	2.3	3.1	31.9	3.8	63.1	4.5	93.5
		C.N.	1.6	2.1	32.8	2.6	65.1	3.1	97.0
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	5.1	6.8	32.8	8.3	63.3	9.8	91.8
		v_aire = 3 m/s	4.1	5.4	33.9	6.7	65.8	8.0	96.0
		v_aire = 1 m/s	1.9	2.5	31.9	3.1	63.1	3.7	93.6
		C.N.	1.2	1.6	32.9	2.0	65.4	2.4	97.4
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	4.0	5.3	33.0	6.5	63.6	7.6	92.3
		v_aire = 3 m/s	3.2	4.2	34.0	5.2	66.0	6.2	96.4
		v_aire = 1 m/s	1.5	1.9	31.9	2.4	63.1	2.9	93.7
		C.N.	0.9	1.2	33.1	1.5	65.7	1.8	97.8
v_in = 0.01 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	8.7	11.4	31.2	13.9	59.4	16.1	85.1
		v_aire = 3 m/s	7.1	9.4	32.5	11.5	62.4	13.4	90.1
		v_aire = 1 m/s	3.4	4.5	31.4	5.5	61.8	6.5	91.3
		C.N.	2.3	3.1	32.5	3.8	64.3	4.5	95.5
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	7.2	9.4	31.4	11.4	60.0	13.3	86.1
		v_aire = 3 m/s	5.8	7.7	32.7	9.4	62.9	11.1	90.9
		v_aire = 1 m/s	2.8	3.7	31.4	4.5	61.9	5.3	91.4
		C.N.	1.8	2.4	32.6	3.0	64.6	3.5	95.9
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	5.6	7.3	31.6	8.9	60.4	10.4	86.7
		v_aire = 3 m/s	4.5	6.0	32.8	7.3	63.2	8.6	91.5
		v_aire = 1 m/s	2.2	2.8	31.4	3.5	61.9	4.1	91.5
		C.N.	1.3	1.8	32.8	2.2	64.9	2.6	96.4
v_in = 0.005 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	15.0	19.1	27.2	22.6	50.6	25.6	70.8
		v_aire = 3 m/s	12.5	16.2	28.9	19.3	54.1	22.1	76.3
		v_aire = 1 m/s	6.5	8.4	29.8	10.2	57.8	11.9	84.1
		C.N.	4.5	5.9	31.4	7.2	61.5	8.5	90.5
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	12.4	15.8	27.6	18.8	51.3	21.3	71.9
		v_aire = 3 m/s	10.3	13.3	29.3	16.0	54.9	18.3	77.6
		v_aire = 1 m/s	5.3	6.9	29.9	8.4	58.0	9.8	84.6
		C.N.	3.5	4.6	31.6	5.7	62.0	6.7	91.3
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	9.7	12.4	27.9	14.7	51.8	16.7	72.5
		v_aire = 3 m/s	8.0	10.4	29.5	12.5	55.5	14.3	78.5
		v_aire = 1 m/s	4.1	5.3	29.9	6.5	58.2	7.6	84.9
		C.N.	2.6	3.4	31.8	4.2	62.5	4.9	92.1
				MAX (%)	34.0		66.0		97.8
				MEDIA (%)	31.5	29.6	61.1	27.9	89.0
				MIN (%)	27.2	SALTO PROM. (%)	50.6	SALTO PROM. (%)	70.8

Tabla 11.5: Comparativa de saltos térmicos entre los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con éster natural [Fuente propia]

Al igual que se hizo con el calor evacuado, se presenta ahora una comparativa global para el salto térmico entre aceite mineral y éster natural, siguiendo exactamente la misma dinámica que anteriormente. Se presenta en la Tabla 11.6.

SALTO TÉRMICO, DT (ÉSTER NATURAL / ACEITE MINERAL)					
Paneles	3	4	5	6	PROM. GLOBAL
MAX.	0.22%	0.38%	0.51%	0.55%	0.41%
PROM.	-2.59%	-2.49%	-2.49%	-2.54%	-2.53%
MIN.	-5.15%	-5.00%	-4.89%	-4.80%	-4.96%

Tabla 11.6: Comparativa global entre aceite mineral y éster natural para el salto térmico
[Fuente propia]

Si recordamos, un porcentaje positivo implicaba un mayor valor por parte del éster natural. En base a esto se tendría que, de forma global, con un éster natural el salto térmico en el radiador sería un 2,53% inferior al del aceite mineral. En el mejor de los casos, este salto térmico sería un 0,41% superior, asociado a los puntos de operación con una velocidad de entrada de 0,01 m/s, la menor de las temperaturas de entrada consideradas y la máxima convección exterior. En el peor de los casos, el salto térmico sería un 4,96% inferior al del aceite mineral, obtenido en los puntos de operación a la máxima velocidad de entrada, menor temperatura de entrada y condiciones de convección natural. Que de forma promediada este salto térmico sea inferior tiene sentido, pues, la mayor densidad y capacidad calorífica del éster natural –mayor flujo másico y capacidad de almacenar calor por unidad de masa que el aceite mineral para una misma velocidad y temperatura de entrada- hace que este se enfríe menos.

11.2.3 Caída de presión

Los valores obtenidos para la caída de presión en el modelo de 3 paneles con aceite mineral se muestran en la Figura 11.5. Su lectura, al igual que en las anteriores variables expuestas, sigue la misma dinámica.

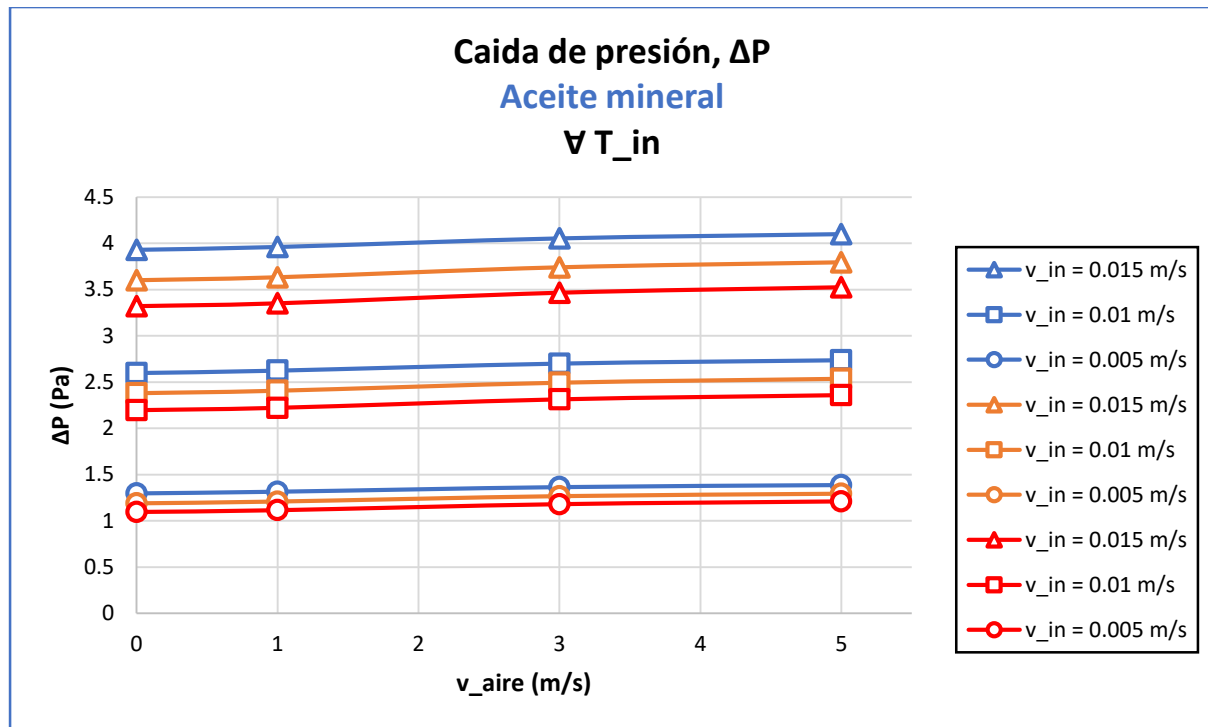


Figura 11.5: Caída de presión en el modelo de 3 paneles con aceite mineral [Fuente propia]

Vemos claramente como la influencia de la velocidad del aire exterior es prácticamente inapreciable en la caída de presión del radiador. De igual forma, la temperatura de entrada tampoco tiene una gran influencia. El parámetro determinante, como era de esperar, es la velocidad de entrada, íntimamente relacionada con el número de Reynolds. Vemos como en los puntos de operación a mayor velocidad de entrada del fluido, la temperatura parece tener un mayor efecto: esto es debido a la propia formulación de este número adimensional, es decir, cuanto mayor velocidad, más sensible será este a cambios en el denominador por la viscosidad dinámica -dependiente con la temperatura-.

Procedemos representando ahora los valores de caída de presión para la operación con éster natural, vistos en la Figura 11.6.

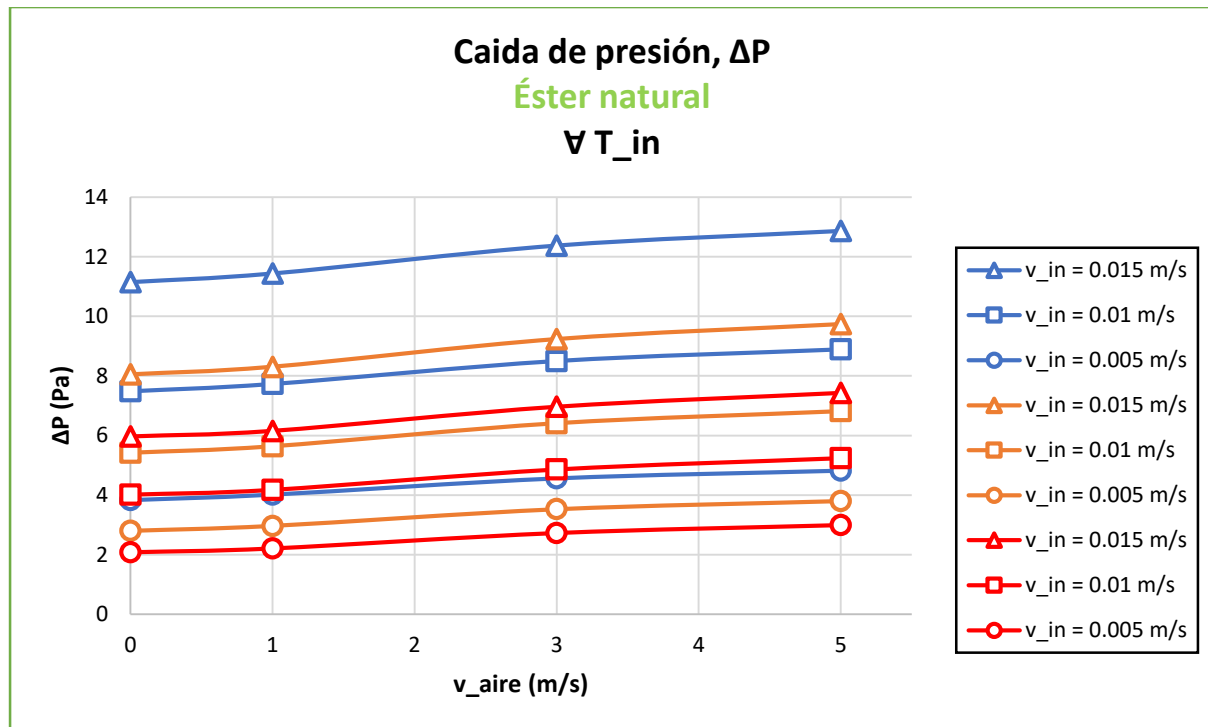


Figura 11.6: Caída de presión en el modelo de 3 paneles con éster natural [Fuente propia]

Como acabamos de ver, con aceite mineral la influencia de la velocidad del aire apenas se podía percibir. Sin embargo, cuando hacemos uso de un éster natural este impacto se torna más marcado con el aumento de la convección exterior. De la misma forma, se ha visto que con un aceite mineral la dependencia con la temperatura, pese a existir, no era tan remarcable; no obstante, vemos ahora que, para una misma velocidad de entrada y del aire exterior, una diferente temperatura a la entrada del radiador varía notablemente la caída de presión entre la entrada y la salida. Es decir, ahora se tiene que, tanto la velocidad de entrada como la temperatura de entrada, son los parámetros dominantes en el comportamiento de dicha variable. Esta mayor dependencia con la temperatura puede tener su origen en la mayor viscosidad del éster natural y sus mayores variaciones con la temperatura en comparación con el aceite mineral. Una mayor variación de la viscosidad con la temperatura implicaría mayores variaciones del número de Reynolds con esta variable respecto a los casos con aceite mineral, siendo quizás el motivo de lo que se está comprobando. Cabe resaltar además que, en términos generales, pese a ser valores no tan altos de caída de presión, son relativamente muy superiores a los vistos para el aceite mineral.

Al igual que en las anteriores variables, la forma de las gráficas para la caída de presión es idéntica para los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles y con los respectivos

fluidos. Debe notarse, no obstante, que esta vez la caída de presión se ve reducida con el aumento del número de paneles para un mismo punto de operación. Esto es debido a un mayor reparto del flujo másico por los paneles. Tomando como referencia los valores obtenidos para el modelo de 3 paneles, se muestran en la Tabla 11.7 los porcentajes de reducción de la caída de presión para los modelos de mayor número de paneles en el aceite mineral y en la Tabla 11.8 los respectivos para el éster natural.

Podemos ver como el porcentaje de reducción promedio para todos los puntos de operación, tanto con aceite como con éster, presenta una notable variación conforme vamos añadiendo paneles: con la adicción de un cuarto panel con aceite mineral, la caída de presión se ve reducida un 22,4% de media, un 35,6% con un quinto panel y un 44,3% con un sexto panel. Por su parte, con la adicción de un cuarto panel con éster natural se tiene un 20,4% de reducción promedio, un 32,5% con 5 paneles y un 40,5% con un sexto panel respecto al modelo original de 3 paneles. Vemos como no se tiene esa linealidad vista anteriormente para las variables térmicas. Esto puede ser debido a la naturaleza no lineal de las pérdidas de presión locales en flujo laminar al ir añadiendo paneles. Vemos además como los porcentajes de reducción para el éster natural son ligeramente inferiores que los del aceite mineral.

Asociando la misma escala de colores que en las anteriores variables –sólo que ahora los valores que despuntan de la media son las mayores reducciones y viceversa-, vemos que los mayores porcentajes de reducción, tanto con aceite mineral como con éster, se dan en los puntos de operación en modo ONAN y con las menores velocidades en convección forzada. Dicho de otra forma, los puntos de operación que más favorecidos se ven por la adición de paneles en términos de reducción de caída de presión son los que operan en dichas condiciones.

			CAÍDA DE PRESIÓN, DP (ACEITE MINERAL)						
			3 PANELES	4 PANELES		5 PANELES		6 PANELES	
PUNTOS DE OPERACIÓN			REF. (Pa)	VALOR (Pa)	% REDUCCIÓN	VALOR (Pa)	% REDUCCIÓN	VALOR (Pa)	% REDUCCIÓN
v_in = 0.015 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	3.5	2.8	22.0	2.3	35.0	2.0	43.5
		v_aire = 3 m/s	3.5	2.7	22.2	2.2	35.3	1.9	43.9
		v_aire = 1 m/s	3.4	2.6	22.7	2.1	36.1	1.9	44.8
		C.N.	3.3	2.6	22.8	2.1	36.2	1.8	45.0
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	3.8	3.0	22.1	2.5	35.3	2.1	43.9
		v_aire = 3 m/s	3.7	2.9	22.3	2.4	35.5	2.1	44.1
		v_aire = 1 m/s	3.6	2.8	22.8	2.3	36.2	2.0	44.9
		C.N.	3.6	2.8	22.9	2.3	36.3	2.0	45.1
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	4.1	3.2	22.3	2.6	35.6	2.3	44.2
		v_aire = 3 m/s	4.1	3.1	22.5	2.6	35.7	2.3	44.4
		v_aire = 1 m/s	4.0	3.1	22.8	2.5	36.3	2.2	45.0
		C.N.	3.9	3.0	22.9	2.5	36.4	2.2	45.2
v_in = 0.01 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	2.4	1.8	21.8	1.5	34.8	1.3	43.3
		v_aire = 3 m/s	2.3	1.8	22.0	1.5	35.1	1.3	43.6
		v_aire = 1 m/s	2.2	1.7	22.7	1.4	36.0	1.2	44.7
		C.N.	2.2	1.7	22.8	1.4	36.2	1.2	45.0
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	2.5	2.0	22.0	1.6	35.1	1.4	43.7
		v_aire = 3 m/s	2.5	1.9	22.2	1.6	35.3	1.4	43.9
		v_aire = 1 m/s	2.4	1.9	22.7	1.5	36.1	1.3	44.9
		C.N.	2.4	1.8	22.9	1.5	36.3	1.3	45.1
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	2.7	2.1	22.2	1.8	35.4	1.5	44.1
		v_aire = 3 m/s	2.7	2.1	22.4	1.7	35.6	1.5	44.3
		v_aire = 1 m/s	2.6	2.0	22.8	1.7	36.2	1.4	45.0
		C.N.	2.6	2.0	22.9	1.7	36.4	1.4	45.2
v_in = 0.005 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	1.2	1.0	21.4	0.8	34.1	0.7	42.5
		v_aire = 3 m/s	1.2	0.9	21.6	0.8	34.4	0.7	42.8
		v_aire = 1 m/s	1.1	0.9	22.4	0.7	35.7	0.6	44.3
		C.N.	1.1	0.8	22.6	0.7	36.0	0.6	44.7
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	1.3	1.0	21.7	0.8	34.6	0.7	43.0
		v_aire = 3 m/s	1.3	1.0	21.8	0.8	34.8	0.7	43.3
		v_aire = 1 m/s	1.2	0.9	22.5	0.8	35.8	0.7	44.5
		C.N.	1.2	0.9	22.7	0.8	36.1	0.7	44.8
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	1.4	1.1	22.0	0.9	35.1	0.8	43.6
		v_aire = 3 m/s	1.4	1.1	22.1	0.9	35.2	0.8	43.8
		v_aire = 1 m/s	1.3	1.0	22.7	0.8	36.0	0.7	44.7
		C.N.	1.3	1.0	22.8	0.8	36.3	0.7	45.0
			MAX (%)	22.9		36.4		45.2	
			MEDIA (%)	22.4	13.2	35.6	8.7	44.3	
			MIN (%)	21.4	SALTO PROM. (%)	34.1	SALTO PROM. (%)	42.5	

Tabla 11.7: Comparativa de la caída de presión entre los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con aceite mineral [Fuente propia]

			CAÍDA DE PRESIÓN, DP (ÉSTER NATURAL)						
			3 PANELES	4 PANELES		5 PANELES		6 PANELES	
PUNTOS DE OPERACIÓN			REF. (Pa)	VALOR (Pa)	% REDUCCIÓN	VALOR (Pa)	% REDUCCIÓN	VALOR (Pa)	% REDUCCIÓN
v_in = 0.015 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	7.4	6.0	18.8	5.2	30.1	4.6	37.6
		v_aire = 3 m/s	7.0	5.6	19.6	4.8	31.3	4.2	39.1
		v_aire = 1 m/s	6.2	4.8	21.9	4.0	34.8	3.5	43.2
		C.N.	6.0	4.6	22.3	3.9	35.4	3.3	44.0
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	9.7	7.8	19.6	6.7	31.4	5.9	39.2
		v_aire = 3 m/s	9.2	7.4	20.2	6.3	32.3	5.5	40.3
		v_aire = 1 m/s	8.3	6.5	22.0	5.4	35.0	4.7	43.4
		C.N.	8.0	6.2	22.4	5.2	35.6	4.5	44.2
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	12.9	10.2	20.5	8.6	32.9	7.6	41.0
		v_aire = 3 m/s	12.4	9.8	21.0	8.2	33.5	7.2	41.8
		v_aire = 1 m/s	11.4	8.9	22.3	7.4	35.4	6.4	44.0
		C.N.	11.1	8.6	22.6	7.1	35.9	6.2	44.6
v_in = 0.01 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	5.2	4.3	17.9	3.7	28.7	3.4	35.9
		v_aire = 3 m/s	4.9	3.9	18.8	3.4	30.0	3.0	37.3
		v_aire = 1 m/s	4.2	3.3	21.5	2.8	34.1	2.4	42.3
		C.N.	4.0	3.1	22.0	2.6	35.0	2.3	43.5
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	6.8	5.5	18.9	4.7	30.4	4.2	37.9
		v_aire = 3 m/s	6.4	5.2	19.6	4.4	31.3	3.9	39.0
		v_aire = 1 m/s	5.6	4.4	21.7	3.7	34.4	3.2	42.8
		C.N.	5.4	4.2	22.2	3.5	35.2	3.0	43.7
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	8.9	7.1	20.1	6.0	32.2	5.3	40.2
		v_aire = 3 m/s	8.5	6.8	20.6	5.7	32.8	5.0	40.9
		v_aire = 1 m/s	7.7	6.0	22.0	5.0	35.1	4.4	43.6
		C.N.	7.5	5.8	22.4	4.8	35.7	4.2	44.3
v_in = 0.005 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	3.0	2.5	15.9	2.2	25.6	2.0	32.1
		v_aire = 3 m/s	2.7	2.3	16.7	2.0	26.7	1.8	33.3
		v_aire = 1 m/s	2.2	1.8	20.3	1.5	32.1	1.3	39.6
		C.N.	2.1	1.6	21.2	1.4	33.6	1.2	41.6
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	3.8	3.1	17.4	2.7	28.1	2.5	35.2
		v_aire = 3 m/s	3.5	2.9	18.1	2.5	28.9	2.3	36.1
		v_aire = 1 m/s	3.0	2.3	20.7	2.0	32.9	1.8	40.8
		C.N.	2.8	2.2	21.5	1.8	34.1	1.6	42.3
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	4.8	3.9	19.0	3.3	30.6	3.0	38.2
		v_aire = 3 m/s	4.6	3.7	19.5	3.1	31.2	2.8	38.9
		v_aire = 1 m/s	4.0	3.2	21.4	2.7	34.0	2.3	42.2
		C.N.	3.8	3.0	22.0	2.5	34.9	2.2	43.3
				MAX (%)	22.6		35.9		44.6
				MEDIA (%)	20.4		32.5		40.5
				MIN (%)	15.9	SALTO PROM. (%)	25.6	SALTO PROM. (%)	32.1

Tabla 11.8: Comparativa de la caída de presión entre los modelos de 3, 4, 5 y 6 paneles con éster natural [Fuente propia]

De la misma forma que se hizo con el calor disipado y el salto térmico, se realiza de nuevo una comparativa global entre aceite mineral y éster natural para la caída de presión. Los valores arrojados por esta se muestran en la Tabla 11.9.

CAÍDA DE PRESIÓN (ÉSTER NATURAL / ACEITE MINERAL)					
Paneles	3	4	5	6	PROM. GLOBAL
MAX.	246.97%	260.08%	327.39%	280.19%	278.66%
PROM.	153.78%	160.33%	207.23%	171.02%	173.09%
MIN.	79.67%	80.92%	110.93%	82.95%	88.62%

Tabla 11.9: Comparativa global entre aceite mineral y éster natural para la caída de presión
[Fuente propia]

Como se puede ver, en términos promedios globales, el uso de un éster natural implica aumentar la caída de presión entre la entrada y la salida del radiador un 173,09% respecto al aceite mineral, es decir, una caída de presión casi del triple. En el peor de los casos, el éster natural presentaría una caída de presión promedio un 278,66% superior al aceite mineral, es decir, casi el cuádruple, visto en aquellos puntos de operación a la menor velocidad de entrada, menor temperatura de entrada y mayores velocidades del aire. Por su parte, en el mejor de los casos, la caída de presión con éster natural sería un 88,62% superior, es decir, de casi el doble que al aceite mineral. Pese a parecer alarmantes estos resultados, no dejan de ser perfectamente coherentes, si tenemos en cuenta la mucha mayor viscosidad del éster natural frente al aceite mineral estudiado. Se podría concluir con que el comportamiento hidráulico del éster es peor que el del aceite mineral, siendo quizás necesario considerar sistemas tales como bombas –modos de operación OFAN/OFAF- para poder suplir ese aumento en la caída de presión.

11.2.4 Coeficiente global de transferencia de calor

Como se dijo en la introducción de este apartado, se determinó para cada punto de operación el coeficiente global de transferencia de calor del radiador como si de un intercambiador a contracorriente se tratase. Este coeficiente nos sirve como un indicador de la eficiencia en su funcionamiento, en tanto a que es función de variables como el área de superficie de intercambio total térmico del radiador; es decir, de alguna manera nos indica como de bien aprovechamos el material para transferir

calor. No debemos confundirlo con el concepto de eficiencia de un intercambiador de calor. Este coeficiente se calcula en base a la siguiente expresión:

$$U = \frac{Q}{A \cdot LMTD} = \frac{Q}{A \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}} \quad (71)$$

donde Q es el calor total disipado en cada punto de operación, A es la superficie de intercambio térmico del radiador, ΔT_1 es la diferencia de temperaturas entre la entrada del radiador y entrada del aire, y ΔT_2 es la diferencia de temperaturas entre la salida del radiador y la salida del aire.

Los valores obtenidos para el modelo de 3 paneles y aceite mineral se presentan en la Figura 11.7.

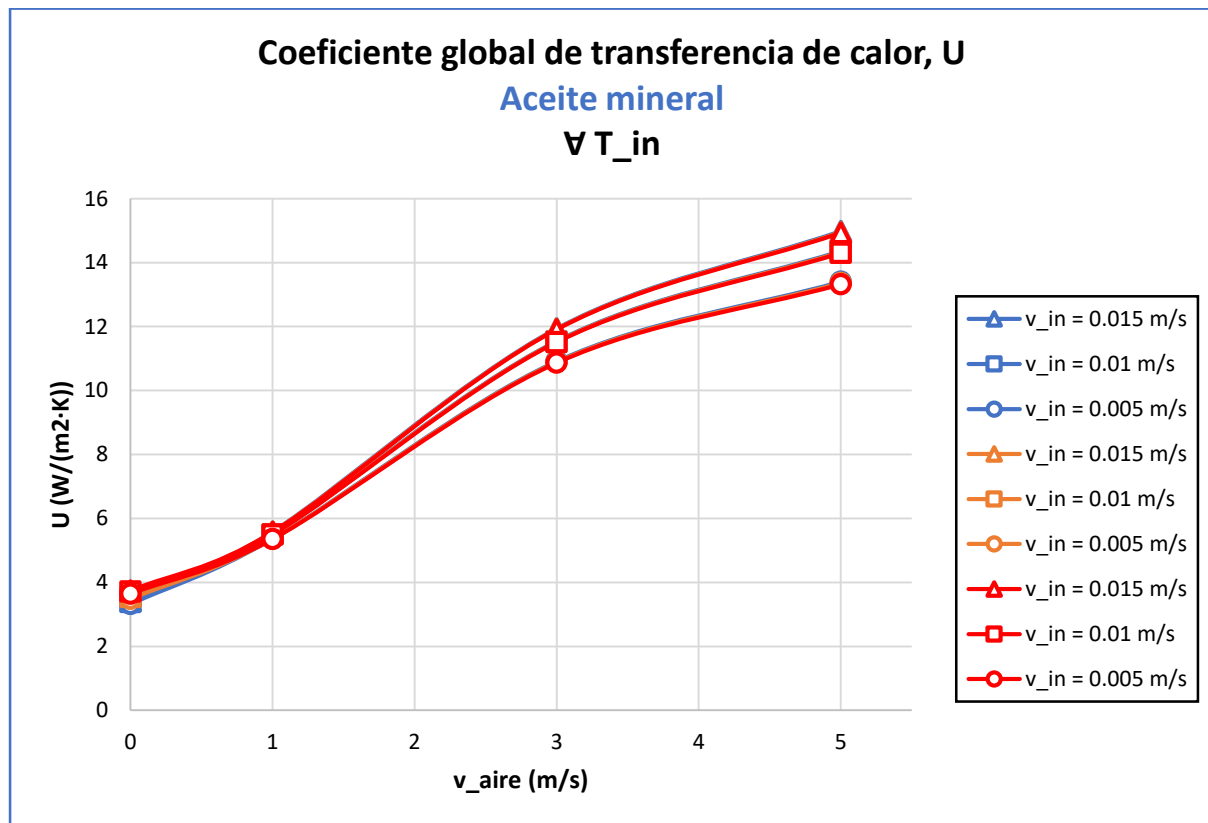


Figura 11.7: Coeficiente global de transferencia de calor en el modelo de 3 paneles con aceite mineral [Fuente propia]

Los respectivos valores para operación con éster natural se muestran en la Figura 11.8.

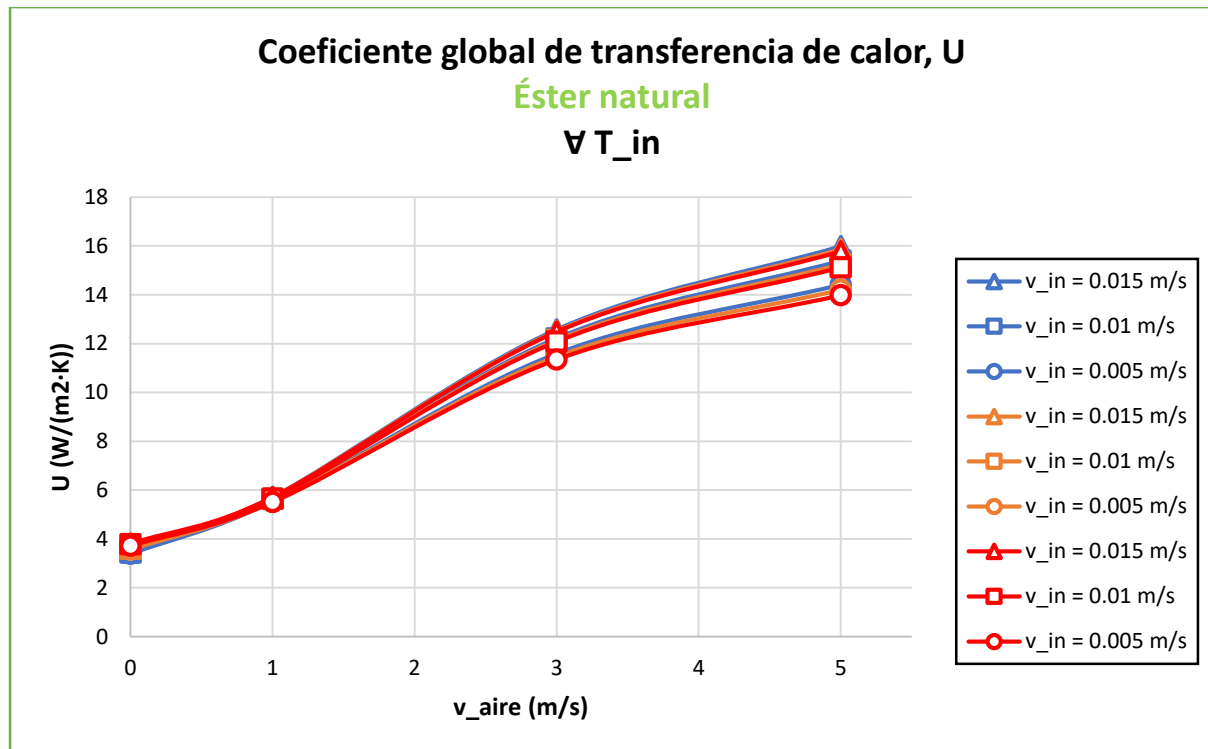


Figura 11.8: Coeficiente global de transferencia de calor en el modelo de 3 paneles con éster natural [Fuente propia]

En las gráficas comprobamos como el coeficiente global de transferencia de calor calculado, tanto con aceite como con éster, presenta una dependencia prácticamente inexistente con la temperatura de entrada del fluido al radiador. Queda evidentemente reflejado, al igual que con la capacidad refrigerante, como un incremento en la velocidad exterior del aire se traduce en un sustancial aumento de este coeficiente. Además, ocurre el mismo efecto observado en el calor disipado: la velocidad de entrada apenas influye en condiciones de convección natural. Es sólo cuando vamos aumentando en velocidad exterior del aire que la influencia de esta variable va creciendo. Esto nos permite reafirmar lo hasta ahora dicho, tanto para aceite mineral como para éster natural: en un transformador operando en modo ONAN, el bajo coeficiente de película del aire externo actúa como cuello de botella en la transferencia de calor.

Cuando añadimos un mayor número de paneles, se tiene el mismo comportamiento para ambos fluidos; sin embargo, esta vez no es tan evidente conocer si, para todos los puntos de operación, se tiene un aumento o una reducción de dicho coeficiente al añadir paneles. De hecho, el ver si realmente aumenta o disminuye el coeficiente nos

permitirá verificar si esta es una de las razones de porqué en el diseño del radiador original se emplearon tres paneles y no un mayor o menor número de ellos.

Para comprobar esto, se ve en las Tablas 11.10 y 11.11, como un modelo extra de 2 paneles fue realizado. Como se puede apreciar para el aceite mineral, si bien se tiene un incremento máximo de 2 a 3 paneles del 6,3% -en el mejor de los casos- y del 2,8% de 2 a 6 paneles, en términos promediados apenas existe ni una mejoría ni una reducción apreciable del coeficiente global de transferencia de calor al añadir paneles, siendo prácticamente idéntico para todos los modelos. Lo mismo se ve para el éster natural: existe un incremento máximo de un 7,2% en el mejor de los casos al pasar de 2 a 3 paneles y del 3,8% de 3 a 6 paneles, pero en términos promedios apenas existe ni un aumento ni una reducción destacable. Al fin y al cabo, como hemos visto anteriormente, con la adición de paneles se tiene un incremento prácticamente lineal de las variables térmicas, lo cual puede explicar que no se tenga variación en dicho coeficiente y, de haberla, se puede asociar probablemente a desviaciones propias de la simulación.

			COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, U (ACEITE MINERAL)								
			2 PANELES		3 PANELES	4 PANELES		5 PANELES		6 PANELES	
PUNTOS DE OPERACIÓN			VALOR (W/m2-K)	% DIF. (2-3)	REF. (W/m2-K)	VALOR (W/m2-K)	% DIF	VALOR (W/m2-K)	% DIF	VALOR (W/m2-K)	% DIF
v_in = 0.015 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	14.1	5.8	14.9	15.2	1.5	15.2	1.7	15.2	1.5
		v_aire = 3 m/s	11.2	6.3	11.9	12.1	1.9	12.2	2.6	12.2	2.6
		v_aire = 1 m/s	5.6	0.0	5.6	5.6	-0.3	5.5	-0.7	5.5	-1.1
		C.N.	3.7	0.8	3.7	3.8	0.2	3.8	0.2	3.7	0.1
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	14.1	5.9	15.0	15.2	1.5	15.2	1.8	15.2	1.6
		v_aire = 3 m/s	11.2	6.3	11.9	12.2	2.0	12.2	2.6	12.2	2.7
		v_aire = 1 m/s	5.6	0.0	5.6	5.6	-0.3	5.5	-0.7	5.5	-1.1
		C.N.	3.5	1.0	3.6	3.6	0.3	3.6	0.3	3.6	0.2
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	14.1	5.9	15.0	15.2	1.6	15.3	1.9	15.2	1.7
		v_aire = 3 m/s	11.2	6.3	11.9	12.2	2.0	12.3	2.7	12.3	2.8
		v_aire = 1 m/s	5.6	0.0	5.6	5.6	-0.3	5.5	-0.7	5.5	-1.1
		C.N.	3.4	1.1	3.4	3.4	0.3	3.4	0.4	3.4	0.4
v_in = 0.01 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	13.5	5.6	14.3	14.5	1.5	14.6	1.8	14.5	1.6
		v_aire = 3 m/s	10.9	6.1	11.5	11.7	1.9	11.8	2.5	11.8	2.6
		v_aire = 1 m/s	5.5	0.0	5.5	5.5	-0.3	5.5	-0.7	5.4	-1.1
		C.N.	3.7	0.8	3.7	3.7	0.2	3.7	0.1	3.7	0.0
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	13.6	5.7	14.3	14.5	1.5	14.6	1.9	14.6	1.7
		v_aire = 3 m/s	10.9	6.1	11.5	11.7	1.9	11.8	2.6	11.8	2.7
		v_aire = 1 m/s	5.5	0.0	5.5	5.5	-0.3	5.5	-0.7	5.4	-1.1
		C.N.	3.5	0.9	3.5	3.6	0.2	3.6	0.3	3.5	0.2
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	13.6	5.7	14.4	14.6	1.6	14.6	1.9	14.6	1.8
		v_aire = 3 m/s	10.9	6.2	11.5	11.8	2.0	11.9	2.7	11.9	2.8
		v_aire = 1 m/s	5.5	0.0	5.5	5.5	-0.3	5.5	-0.7	5.4	-1.1
		C.N.	3.3	1.1	3.4	3.4	0.3	3.4	0.4	3.4	0.4
v_in = 0.005 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	12.6	5.3	13.3	13.5	1.5	13.6	1.7	13.5	1.5
		v_aire = 3 m/s	10.3	5.8	10.9	11.1	1.8	11.1	2.3	11.1	2.3
		v_aire = 1 m/s	5.4	-0.1	5.4	5.3	-0.4	5.3	-0.9	5.3	-1.4
		C.N.	3.6	0.8	3.6	3.7	0.1	3.6	0.0	3.6	-0.2
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	12.7	5.4	13.4	13.6	1.5	13.6	1.9	13.6	1.7
		v_aire = 3 m/s	10.3	5.9	10.9	11.1	1.9	11.2	2.4	11.2	2.4
		v_aire = 1 m/s	5.4	-0.1	5.4	5.3	-0.4	5.3	-0.8	5.3	-1.3
		C.N.	3.5	0.9	3.5	3.5	0.2	3.5	0.2	3.5	0.0
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	12.7	5.5	13.4	13.6	1.6	13.7	2.0	13.6	1.8
		v_aire = 3 m/s	10.3	5.9	10.9	11.1	1.9	11.2	2.6	11.2	2.6
		v_aire = 1 m/s	5.4	0.0	5.4	5.3	-0.3	5.3	-0.8	5.3	-1.3
		C.N.	3.3	1.0	3.3	3.3	0.3	3.3	0.3	3.3	0.2
			MAX (%)	6.3			2.0			2.7	2.8
			MEDIA (%)	3.2			0.8			1.0	0.8
			MIN (%)	-0.1			-0.4			-0.9	-1.4

Tabla 11.10: Comparativa entre los coeficientes globales de transferencia de calor para los modelos de 2, 3, 4, 5 y 6 paneles con aceite mineral

[Fuente propia]

			COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, U (ÉSTER NATURAL)									
			2 PANELES		3 PANELES	4 PANELES		5 PANELES		6 PANELES		
PUNTOS DE OPERACIÓN			VALOR (W/m²·K)	% DIF. (2-3)	REF. (W/m²·K)	VALOR (W/m²·K)	% DIF	VALOR (W/m²·K)	% DIF	VALOR (W/m²·K)	% DIF	
v_in = 0.015 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	14.8	6.4	15.8	16.1	1.8	16.1	2.1	16.0	1.8	
		v_aire = 3 m/s	11.7	6.9	12.5	12.8	2.2	12.8	2.9	12.9	3.0	
		v_aire = 1 m/s	5.7	0.2	5.7	5.7	-0.2	5.7	-0.4	5.7	-0.8	
		C.N.	3.8	1.0	3.8	3.8	0.3	3.8	0.4	3.8	0.4	
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	14.9	6.7	15.9	16.2	2.0	16.3	2.5	16.2	2.4	
		v_aire = 3 m/s	11.7	7.0	12.5	12.8	2.4	12.9	3.2	13.0	3.4	
		v_aire = 1 m/s	5.7	0.3	5.7	5.7	-0.1	5.7	-0.4	5.7	-0.7	
		C.N.	3.6	1.1	3.6	3.6	0.4	3.6	0.5	3.7	0.5	
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	15.0	6.9	16.0	16.3	2.1	16.4	2.8	16.4	2.8	
		v_aire = 3 m/s	11.7	7.2	12.6	12.9	2.5	13.0	3.5	13.1	3.8	
		v_aire = 1 m/s	5.7	0.3	5.7	5.7	-0.1	5.7	-0.3	5.7	-0.6	
		C.N.	3.4	1.3	3.5	3.5	0.5	3.5	0.7	3.5	0.7	
v_in = 0.01 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	14.3	6.0	15.1	15.3	1.5	15.3	1.5	15.3	1.0	
		v_aire = 3 m/s	11.3	6.5	12.1	12.3	1.9	12.4	2.4	12.3	2.2	
		v_aire = 1 m/s	5.6	0.2	5.6	5.6	-0.2	5.6	-0.6	5.6	-1.0	
		C.N.	3.7	1.0	3.8	3.8	0.3	3.8	0.3	3.8	0.3	
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	14.3	6.3	15.2	15.5	1.8	15.6	2.1	15.5	1.9	
		v_aire = 3 m/s	11.4	6.7	12.1	12.4	2.2	12.5	2.9	12.5	2.9	
		v_aire = 1 m/s	5.6	0.2	5.6	5.6	-0.2	5.6	-0.5	5.6	-0.8	
		C.N.	3.6	1.1	3.6	3.6	0.4	3.6	0.5	3.6	0.4	
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	14.4	6.6	15.4	15.7	2.0	15.8	2.6	15.8	2.5	
		v_aire = 3 m/s	11.4	7.0	12.2	12.5	2.4	12.6	3.2	12.6	3.4	
		v_aire = 1 m/s	5.6	0.3	5.7	5.6	-0.1	5.6	-0.4	5.6	-0.7	
		C.N.	3.4	1.3	3.4	3.5	0.5	3.5	0.6	3.5	0.7	
v_in = 0.005 m/s	T = 353 K	v_aire = 5 m/s	13.4	4.7	14.0	14.1	0.6	14.0	0.0	13.8	-1.0	
		v_aire = 3 m/s	10.8	5.3	11.3	11.5	1.0	11.4	0.7	11.3	-0.2	
		v_aire = 1 m/s	5.5	0.0	5.5	5.5	-0.5	5.4	-1.2	5.4	-2.1	
		C.N.	3.7	0.9	3.7	3.7	0.1	3.7	0.0	3.7	-0.4	
	T = 343 K	v_aire = 5 m/s	13.5	5.4	14.2	14.4	1.2	14.3	1.0	14.3	0.4	
		v_aire = 3 m/s	10.8	5.9	11.5	11.6	1.5	11.7	1.6	11.6	1.2	
		v_aire = 1 m/s	5.5	0.1	5.5	5.5	-0.4	5.5	-1.0	5.4	-1.7	
		C.N.	3.5	1.0	3.6	3.6	0.2	3.6	0.2	3.6	-0.1	
	T = 333 K	v_aire = 5 m/s	13.6	6.0	14.4	14.6	1.6	14.7	1.8	14.6	1.5	
		v_aire = 3 m/s	10.9	6.3	11.6	11.8	1.9	11.9	2.4	11.8	2.2	
		v_aire = 1 m/s	5.5	0.2	5.5	5.5	-0.3	5.5	-0.8	5.5	-1.4	
		C.N.	3.4	1.2	3.4	3.4	0.4	3.4	0.4	3.4	0.3	
			MAX (%)	7.2				2.5				3.8
			MEDIA (%)	3.5				0.9				0.8
			MIN (%)	0.0				-0.5				-2.1

Tabla 11.11: Comparativa entre los coeficientes globales de transferencia de calor para los modelos de 2, 3, 4, 5 y 6 paneles con éster natural

[Fuente propia]

Dicho esto, se podría concluir con que este criterio no es determinante en el diseño del radiador estudiado en términos de número de paneles, sino que dependerá de la cantidad de calor a evacuar a unas determinadas cargas de servicio.

Para finalizar, se presenta, al igual que con el resto de variables, una comparativa global entre aceite mineral y éster natural para el coeficiente global de transferencia de calor. Los datos de esta comparativa se muestran en la Tabla 11.12.

CALOR DISIPADO TOTAL, Q (ÉSTER NATURAL / ACEITE MINERAL)					
Paneles	3	4	5	6	PROM. GLOBAL
MAX.	7.52%	7.66%	7.88%	7.95%	7.75%
PROM.	3.99%	4.08%	4.05%	3.95%	4.02%
MIN.	1.50%	1.64%	1.74%	1.81%	1.67%

Tabla 11.12: Comparativa global entre aceite mineral y éster natural para el coeficiente global de transferencia de calor [Fuente propia]

Como vemos, en términos promedios globales, el empleo de un éster natural implica tener un aumento en el coeficiente global de transferencia de calor de un 4,02%. En el mejor de los casos, se tendrá un 7,75% de aumento, asociado a los puntos de operación a la velocidad de entrada intermedia -0,01 m/s-, menor temperatura de entrada y mayor velocidad del aire externo. Por su parte, en el peor de los casos, se tendrá un aumento de un 1,67%, asociado a aquellos puntos de operación a la mayor velocidad de entrada, menor temperatura de entrada y condiciones de convección natural. Esto nos permite concluir con que, en nuestro radiador, un éster natural presentará un comportamiento térmico en general más favorable que el aceite mineral; sin embargo, el comportamiento hidráulico será notablemente más desfavorable, como se pudo comprobar anteriormente.

11.2.5 Distribución de flujos máscicos

En el caso del flujo máscico, se obtuvo para cada modelo su distribución porcentual entre los distintos paneles para todos los puntos de operación y para ambos fluidos. Se pudo comprobar como este reparto porcentual era prácticamente equitativo y poco dependiente de los diferentes parámetros de entrada –siendo el más influyente la velocidad de entrada del fluido y, con ello, el Reynolds- cuando el radiador operaba en condiciones ONAN. Sin embargo, al forzar la convección exterior, se pudieron captar irregularidades en el comportamiento del reparto que, en cierto modo, reflejan

el efecto al igual captado por el autor Wim Van der Veken *et al.* en [2] y el cual se muestra a continuación.

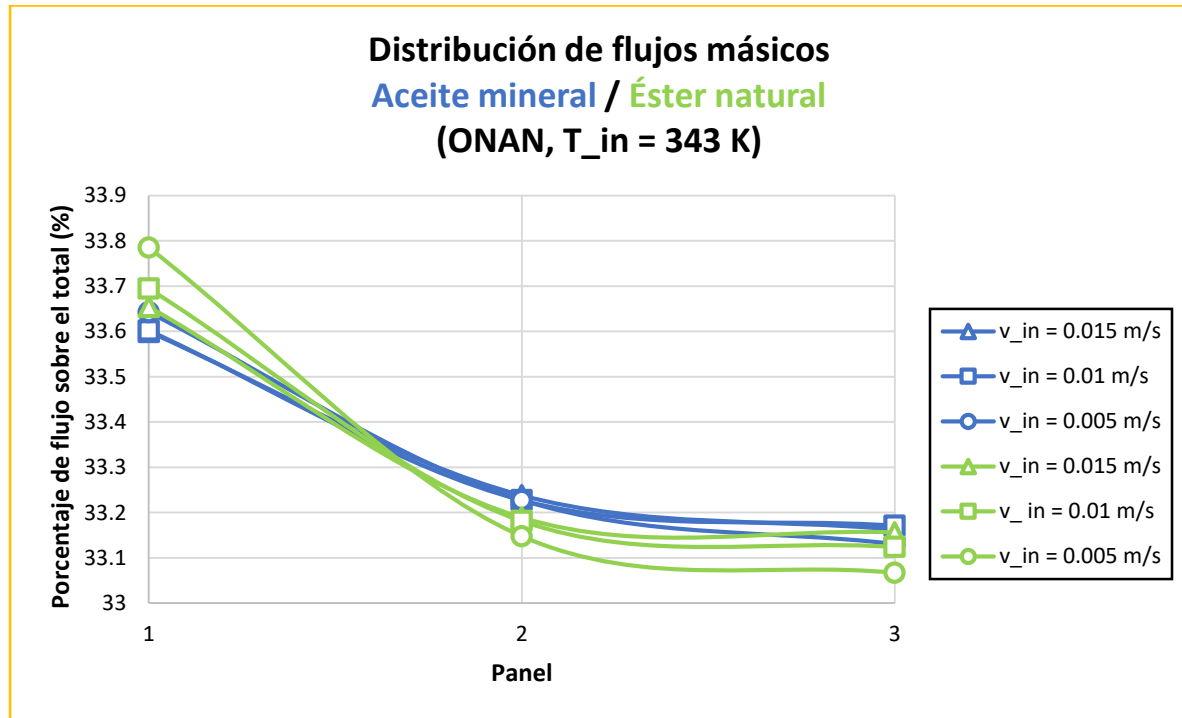


Figura 11.9: Distribución porcentual de flujos máscicos en el modelo de 3 paneles con aceite mineral y éster natural operando en modo ONAN [Fuente propia]

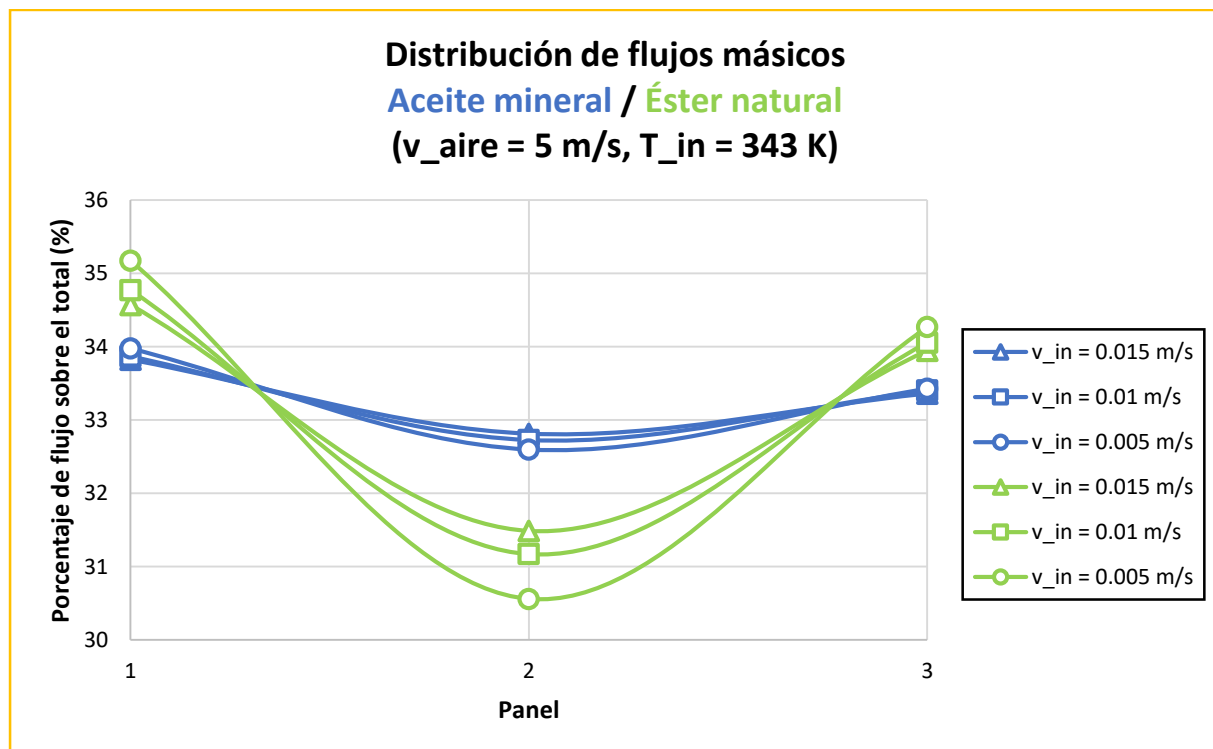


Figura 11.10: Distribución porcentual de flujos máscicos en el modelo de 3 paneles con aceite mineral y éster natural operando en modo ONAF [Fuente propia]

Como se puede observar en la Figura 11.9, tanto para el aceite mineral como el éster natural, el flujo másico se va repartiendo en una forma que recuerda a una ley exponencial, teniendo que es el último panel el que se lleva la menor fracción de fluido. Debido a que nuestra configuración de paneles es muy pequeña en comparación a la de los grandes radiadores de los transformadores de potencia, este reparto se puede considerar aun así prácticamente equitativo –solamente en torno a un 0,5% de diferencia entre el primer y el tercer panel para ambos fluidos-. No obstante, se observa en la Figura 11.10 como cuando el radiador opera en modo ONAF a la mayor velocidad del aire externo, el perfil de distribución presenta una forma más irregular, teniendo la menor fracción de flujo el segundo panel. Este efecto parece tener un impacto notablemente superior en el éster natural. Estamos comprobando como la convección forzada del aire inducida por el ventilador sobre los paneles afecta –pese a ser la diferencia sutil- a la distribución de flujo, al igual que le ocurría al autor anteriormente citado. Todo esto se repite igualmente en los modelos de 4, 5 y 6 paneles. Se exponen, para ejemplificar, los resultados con 5 paneles.

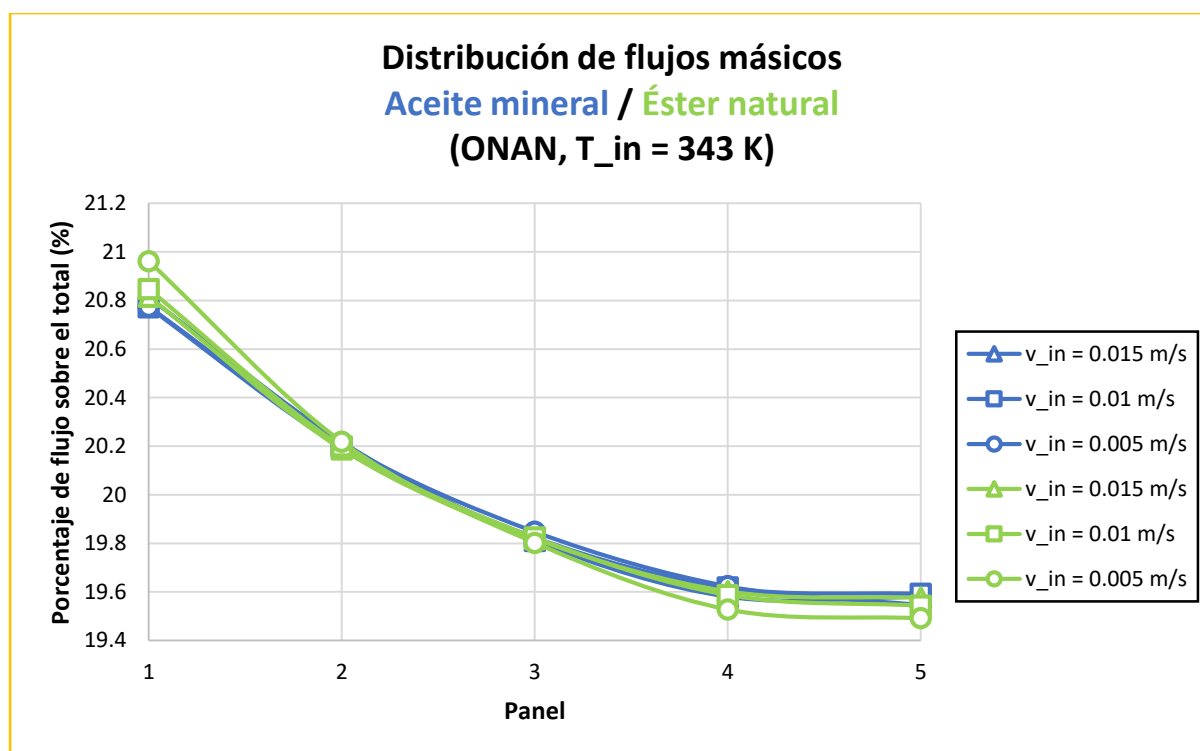


Figura 11.11: Distribución porcentual de flujos másicos en el modelo de 5 paneles con aceite mineral y éster natural operando en modo ONAN [Fuente propia]

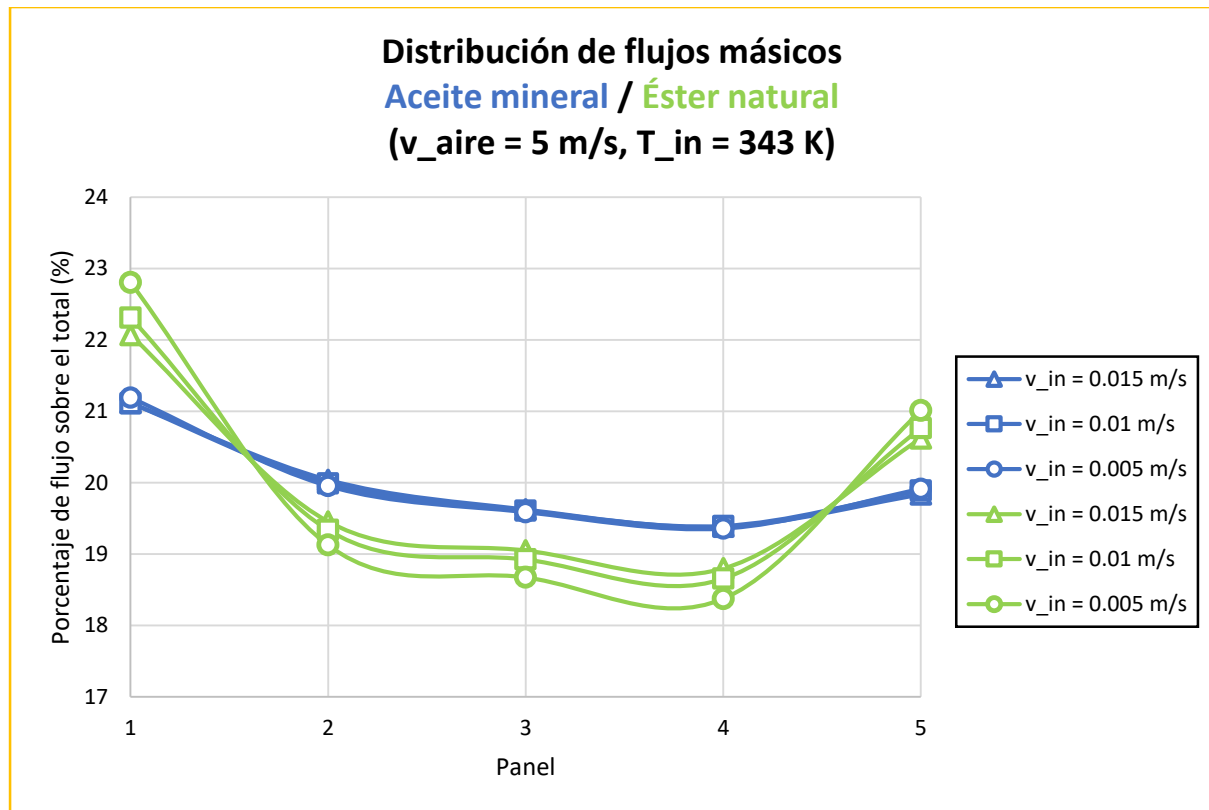


Figura 11.12: Distribución porcentual de flujos máscicos en el modelo de 5 paneles con aceite mineral y éster natural operando en modo ONAF [Fuente propia]

En las Figuras 11.11 y 11.12 observamos los repartos de flujos máscicos para el modelo de 5 paneles operando tanto en ONAF como en ONAN. Vemos como tanto en modo ONAN como ONAF la influencia de la velocidad de entrada merma aún más respecto al modelo de 3 paneles. Se aprecia claramente en modo ONAF esta influencia de la convección forzada sobre el reparto del flujo, sobre todo en el éster natural. El motivo tras esto puede obedecer a que, al ser los coeficientes de película en las superficies de los paneles intermedios mayores que aquellos en las caras de los paneles extremos con un coeficiente de película menor, hacen que el flujo de calor sea mayor en estas primeras y, por tanto, se fomenten las irregularidades en el reparto. Se insiste, no obstante, en que estos efectos no influyen drásticamente en la distribución de flujo, debido a aspectos tales como la geometría y menor número de paneles en comparación con otros radiadores más voluminosos.

11.3 DISTRIBUCIONES DE LAS MAGNITUDES FLUIDAS

Una vez presentados los resultados del comportamiento del radiador en términos del estudio paramétrico de sus variables consideradas más representativas, se termina exponiendo en el presente apartado algunas de las distribuciones locales de lo que denominamos magnitudes fluidas: distribuciones de temperatura, campos de velocidades, campos de presiones, densidad local del fluido, flujos de calor... De haber sido considerado el dominio sólido del radiador también se tendría, evidentemente, la distribución de temperaturas por el mismo; no obstante, con esta denominación nos referimos únicamente a lo que ocurre dentro del fluido a su paso por el radiador. En el análisis mediante un modelo termo-hidráulico de un fluido a través de un radiador, las distribuciones más relevantes en este son su distribución de temperaturas y campo de velocidades. Adicionalmente, resulta interesante conocer también el campo de presiones existente.

Debe decirse que, en nuestro estudio, la obtención de estas distribuciones no era el objetivo primordial, no teniendo la misma importancia que los resultados hasta ahora expuestos; es decir, no buscábamos obtener datos concretos a partir de ellas, sino que nos sirvieran como un medio descriptivo auxiliar a nuestro análisis: estas distribuciones no dejan de ser una representación visual de los fenómenos que se producen en nuestro modelo y, con ello, nos permiten ver si se ajustan tanto a lo que se esperaría de las físicas consideradas en nuestro problema, como a los resultados de otros autores con configuraciones de radiadores similares.

Como se dijo en la introducción del capítulo y, en relación con lo anterior, estas distribuciones no se obtuvieron en todos los puntos de operación, sino en los considerados susceptibles de ofrecernos una información con la que poder confirmar algunos de los efectos vistos durante el estudio de las variables parametrizadas: condiciones en convección natural y convección forzada a la máxima velocidad externa del aire, mayor velocidad de entrada del fluido...

Se presentarán entonces las distribuciones de temperatura, campos de velocidades y de presiones para algunos de esos puntos de operación, comparando en algunos casos entre la configuración inicial de paneles y el modelo con el mayor añadido extra de 6 paneles, así como entre los diferentes fluidos estudiados.

11.3.1 Distribuciones de temperatura

Pese a existir diferencias en términos de magnitud según el punto de operación, la forma típica de la distribución de temperaturas que se tenía en el radiador obedecía a lo que se puede ver, por ejemplo, en la Figura 11.13.

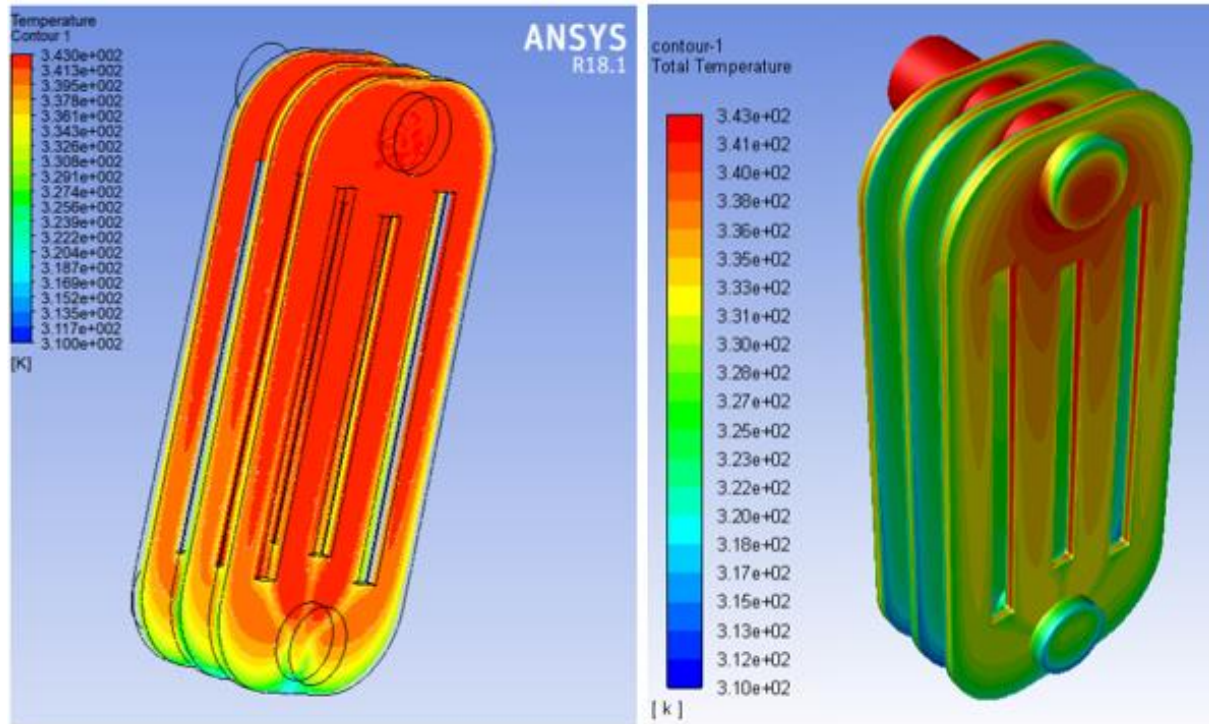


Figura 11.13: Distribución de temperaturas típica en el radiador a un determinado punto de operación. A la izquierda, temperaturas en los planos medios de cada panel. A la derecha, temperatura de la superficie externa de los paneles [Fuente propia]

Si nos fijamos, en la imagen izquierda se puede identificar claramente el flujo de líquido por los diferentes canales: el flujo entra a cada panel a prácticamente la temperatura de entrada al radiador –pues, si recordamos, se despreció la transferencia de calor en los colectores- y va decayendo en temperatura conforme va recorriendo los canales, enfriándose menos la porción de flujo que atraviesa los canales centrales. Esto es absolutamente coherente pues, como se verá con los campos de velocidades, los mayores flujos máscicos se tienen en estos últimos. Se puede apreciar igualmente como las menores temperaturas se tienen en los bordes y en las regiones inferiores de los paneles. En la imagen derecha se tiene la distribución de temperatura en la superficie externa de los paneles, donde igualmente se cumple y se ve claramente lo justo antes dicho. De hecho, se ve como la temperatura en los colectores es constante, como cabría de esperar de la condición de contorno

impuesta en ellos. Además, vemos como en las superficies asociadas a los paneles intermedios que forman los canales de aire –con un mayor coeficiente de película en modo ONAF- presentan las menores temperaturas y con ello, el mayor enfriamiento. Todo esto concuerda con los resultados presentados por diversos de los artículos consultados, como el de Gustavo Ríos *et al.* [1].

Wim Van der Weken *et al.* en [2] pudo comprobar como la variación de la temperatura del aceite a lo largo de la altura del radiador seguía una ley exponencial y no lineal como comúnmente asumido por los diferentes fabricantes de radiadores. En cualquiera de los puntos de operación ensayados se pudo comprobar como en efecto se tenía igualmente un enfriamiento siguiendo una suerte de ley exponencial o parabólica, lo cual confirma lo registrado por este autor. En la Figura 11.13 se puede ver lo justamente comentado a lo largo de la altura de un canal para un determinado punto de operación. En definitiva, desde el punto de vista térmico, pese a no poder validar nuestro modelo con datos experimentales, podemos asegurar que nuestro modelo presenta la coherencia esperada.

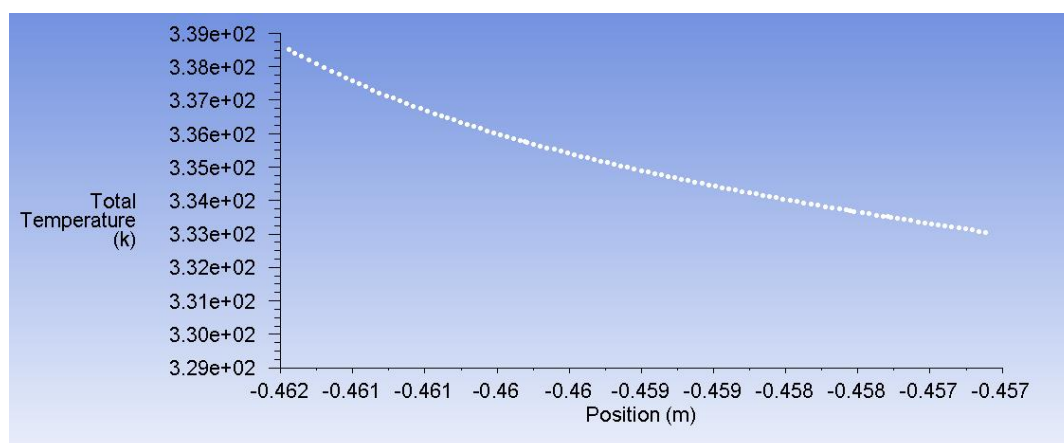


Figura 11.14: Decaimiento exponencial de la temperatura en uno de los canales de un panel, a un determinado punto de operación [Fuente propia]

De aumentar o disminuir la velocidad de entrada y, con ello, el flujo másico, como se pudo ver en el anterior apartado, el fluido se enfriaría menos o más, respectivamente. Esto alteraría la distribución de temperatura en términos de que la temperatura en los canales decaería más lentamente o menos, pero presentando en definitiva el mismo aspecto que el visto anteriormente.

No obstante, resulta de especial interés comprobar en las distribuciones de temperatura dos aspectos: como el fluido se enfría más al aumentar el número de

paneles y como la convección forzada altera la distribución de flujo en estos, tal y como pudimos comprobar durante el estudio paramétrico. Consideremos, para los modelos de 3 y 6 paneles funcionando con ambos fluidos, una temperatura de entrada de 343 K y una velocidad de entrada de 0,01 m/s en dos condiciones diferentes del aire ambiente exterior: convección natural y mayor velocidad en modo ONAF. En la Figura 11.15 se muestran las distribuciones de temperaturas para dichas premisas y condiciones de convección natural en los planos medios de los paneles.

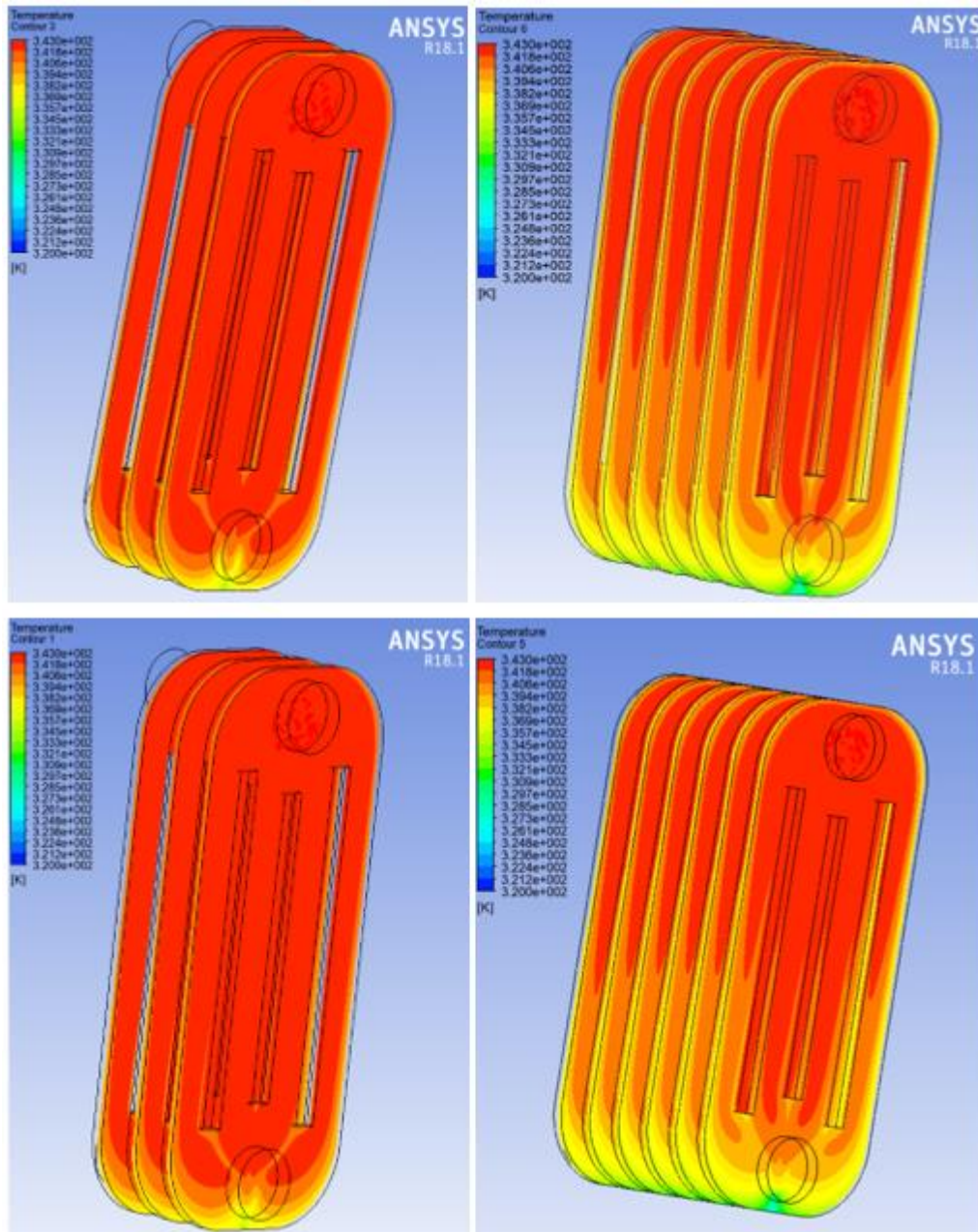


Figura 11.15: Distribuciones de temperatura a una temperatura de entrada de 343 K, velocidad de entrada 0,01 m/s y modo ONAN. Arriba, modelos de 3 y 6 paneles con aceite mineral. Abajo, modelos de 3 y 6 paneles con éster natural [Fuente propia]

De esta figura podemos obtener una radiografía interesante por dos aspectos. En primer lugar, queda evidentemente reflejado como con un aumento del número de paneles hace que tanto el aceite mineral como el éster natural se enfríen más en cada panel respecto al modelo original –dando lugar a un mayor salto térmico-. En definitiva, un mayor número de paneles implica un mayor reparto del flujo másico y con ello un mayor enfriamiento al circular un menor flujo másico por cada panel. En segundo lugar, vemos como –especialmente en los modelos de 6 paneles- la distribución de flujos másicos va decreciendo a medida que el flujo se va repartiendo por los paneles, como si de una ley exponencial se tratase. Todo esto se ve atendiendo a la evolución de temperatura en los canales laterales de cada panel: de necesitar de un mayor recorrido para enfriarse, implicará tener en dicho canal un mayor flujo másico y viceversa. Esto refleja el comportamiento que se pudo ver en el apartado 11.2.5.

Si representamos ahora en la Figura 11.16 las condiciones en convección forzada a la mayor velocidad del aire, vemos que, de nuevo, se confirma lo visto en el apartado 11.2.5: la convección forzada afecta a la distribución de flujo haciendo que los paneles intermedios se lleven la menor fracción de fluido en comparación a los paneles extremos, tanto con aceite mineral como con éster natural. Queda igualmente reflejado como un aumento de la convección exterior implica un mayor enfriamiento respecto al modo ONAN.

Queda con todo esto claro, como desde el punto de vista térmico, el modelo realizado ha sido capaz de replicar el comportamiento físico esperado y, además, ha servido para reafirmar algunos de los efectos ya vistos durante el estudio paramétrico.

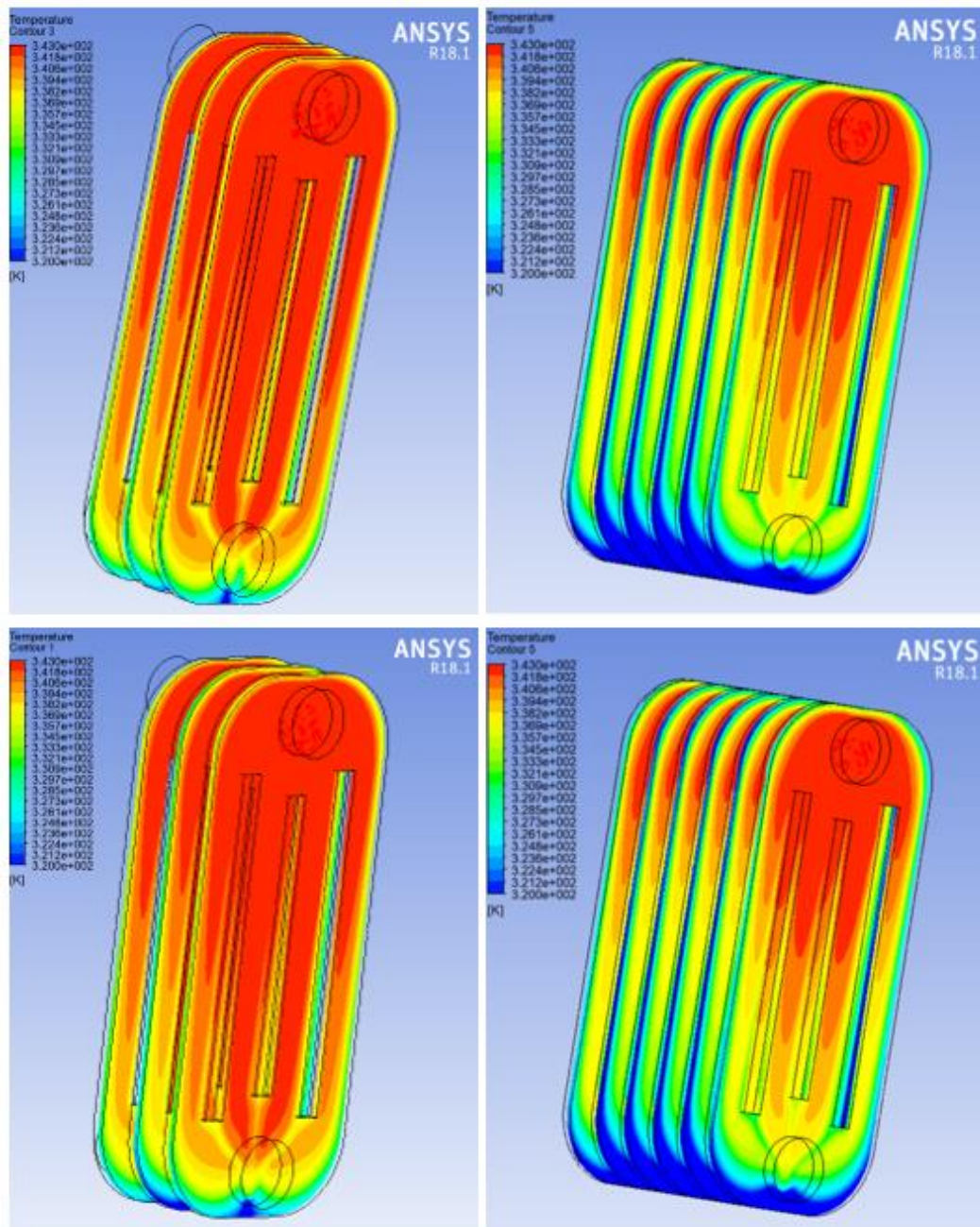


Figura 11.16: Distribuciones de temperatura a una temperatura de entrada de 343 K, velocidad de entrada 0,01 m/s y velocidad del aire externo de 5 m/s. Arriba, modelos de 3 y 6 paneles con aceite mineral. Abajo, modelos de 3 y 6 paneles con éster natural [Fuente propia]

11.3.2 Campo de velocidades

Al igual que con la distribución de temperaturas, en función del punto de operación – y, en especial, de la velocidad de entrada del fluido y, con ello, del número de Reynolds a la entrada- se tendrán diferentes magnitudes en el campo de velocidades del fluido. No obstante, la forma general de este obedecía a lo visto, por ejemplo, en la Figura 11.17.

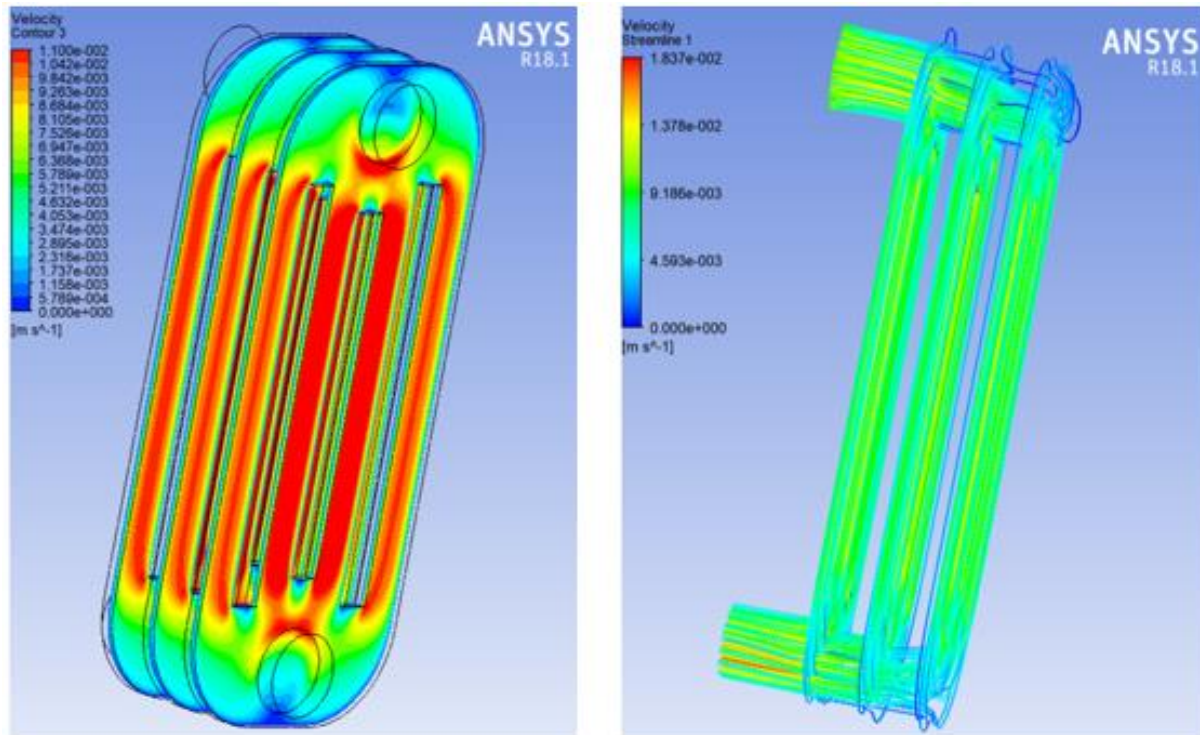


Figura 11.17: Campo de velocidades típico en el radiador a un determinado punto de operación. A la izquierda, velocidades en los planos medios de cada panel. A la derecha, líneas de corriente por los colectores [Fuente propia]

Como era de esperar, los resultados son coherentes con lo hasta ahora visto para las distribuciones de temperatura. Las mayores velocidades del flujo se obtienen en los canales centrales de los paneles, así como en las entradas y salidas del panel. Esto tiene sentido al tener las mayores fracciones de flujo másico en los canales centrales, como ya pudimos ver anteriormente. Si miramos las líneas de corriente vemos como a medida que el flujo se va repartiendo entre los diferentes paneles este se va reduciendo en los pasos entre estos. En definitiva, estamos viendo como existe un buen acoplamiento entre las dos físicas consideradas, lo que es un signo del buen comportamiento del modelo obtenido. Además, esta forma del campo de velocidades es comparable a la obtenida por otros de los autores consultados [1].

Para reafirmar este correcto acoplamiento de las físicas -y, con ello, la adecuación de nuestro modelo- resulta interesante ver si, en efecto, desde el punto de vista del campo de velocidades, se tienen igualmente las diferencias en el reparto de flujo ya vistas térmicamente cuando operamos en modo ONAN o ONAF. Consideremos, al igual que en el anterior apartado, un punto de operación a una velocidad de entrada de 0,01 m/s, una temperatura de entrada de 343 K y modos de operación ONAN y

ONAF a la mayor velocidad del aire exterior, para ambos fluidos refrigerantes y modelos de 3 y 6 paneles. En la Figura 11.18 se muestran las condiciones de operación en modo ONAN.

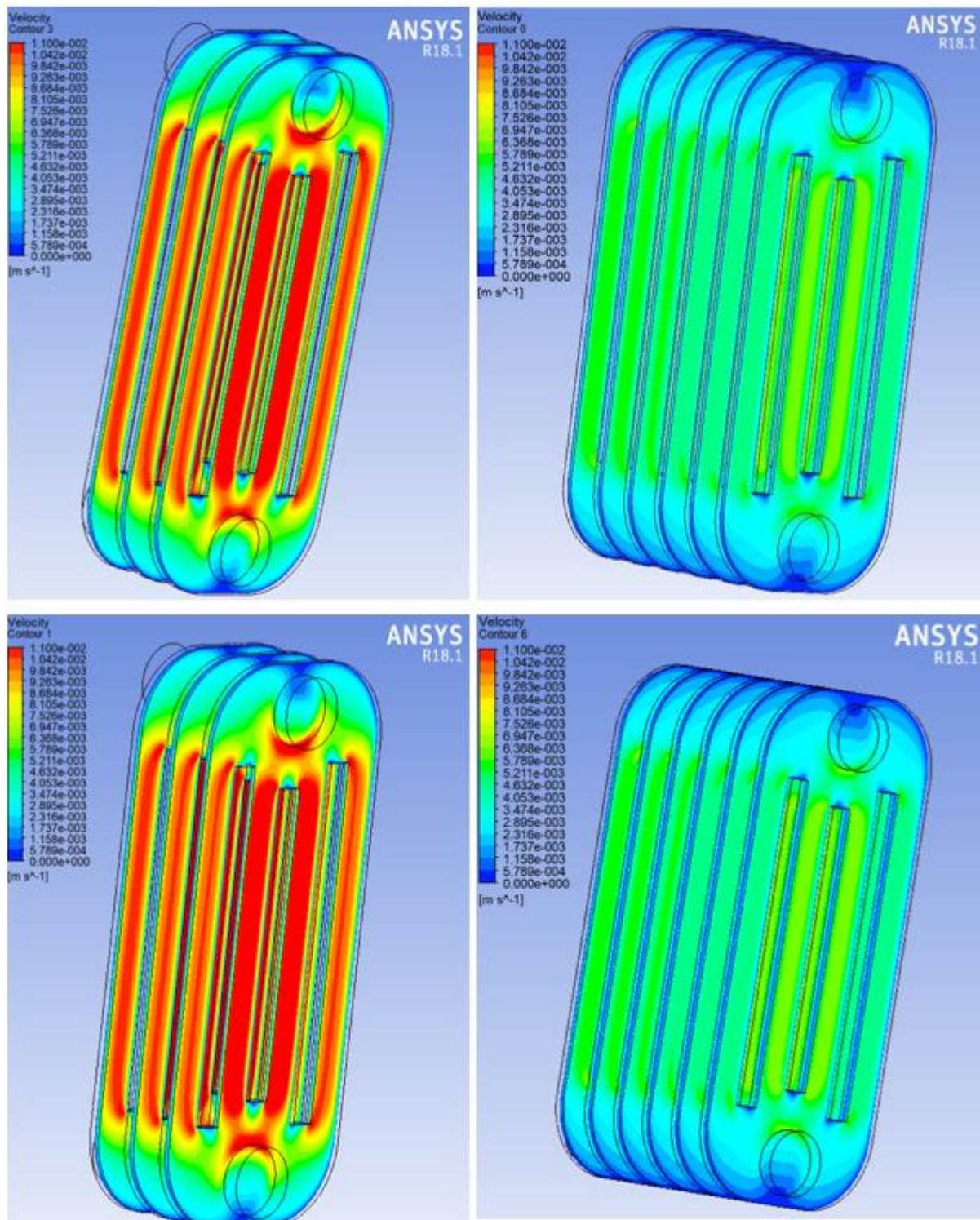


Figura 11.18: Campos de velocidades a una temperatura de entrada de 343 K, velocidad de entrada 0,01 m/s y modo ONAN. Arriba, modelos de 3 y 6 paneles con aceite mineral. Abajo, modelos de 3 y 6 paneles con éster natural [Fuente propia]

De esta figura extraemos de nuevo una radiografía interesante. Y, es que, vemos como tanto con aceite mineral como con éster natural, un aumento del número de paneles implicará tener menores velocidades del flujo en cada panel, debido al mayor reparto del flujo másico. Además, si atendemos a los canales laterales vemos como, efectivamente, a medida que el flujo se va repartiendo la velocidad decae como si siguiera una ley exponencial, tal y como cabría de esperar del reparto del flujo en modo ONAN visto en el apartado 11.2.5 y del acoplamiento térmico existente.

Representemos ahora en la Figura 11.19 el modo de operación ONAF a la mayor velocidad del aire exterior e intentemos ver si se tienen alteraciones en el reparto de flujo másico tanto en el aceite mineral como en el éster natural. Pese a no poder distinguirse bien en los modelos de 6 paneles debido a la misma escala utilizada en todos los modelos, sí que se puede comprobar –especialmente en los modelos de 3 paneles- como el flujo se ve alterado en modo ONAF haciendo que los paneles centrales adquieran una fracción de flujo másico inferior a la de los paneles externos. Además, esta diferencia es más acusada en el caso del éster natural, aspecto que igualmente se pudo comprobar en el apartado 11.2.5.

Con todo esto, podemos asegurar finalmente que, tanto térmica como hidráulicamente, nuestro modelo parece cumplir con lo que se esperaría de las físicas en un problema de estas características y haber sido válido para nuestro estudio, a pesar de no disponer de datos experimentales con los que comparar.

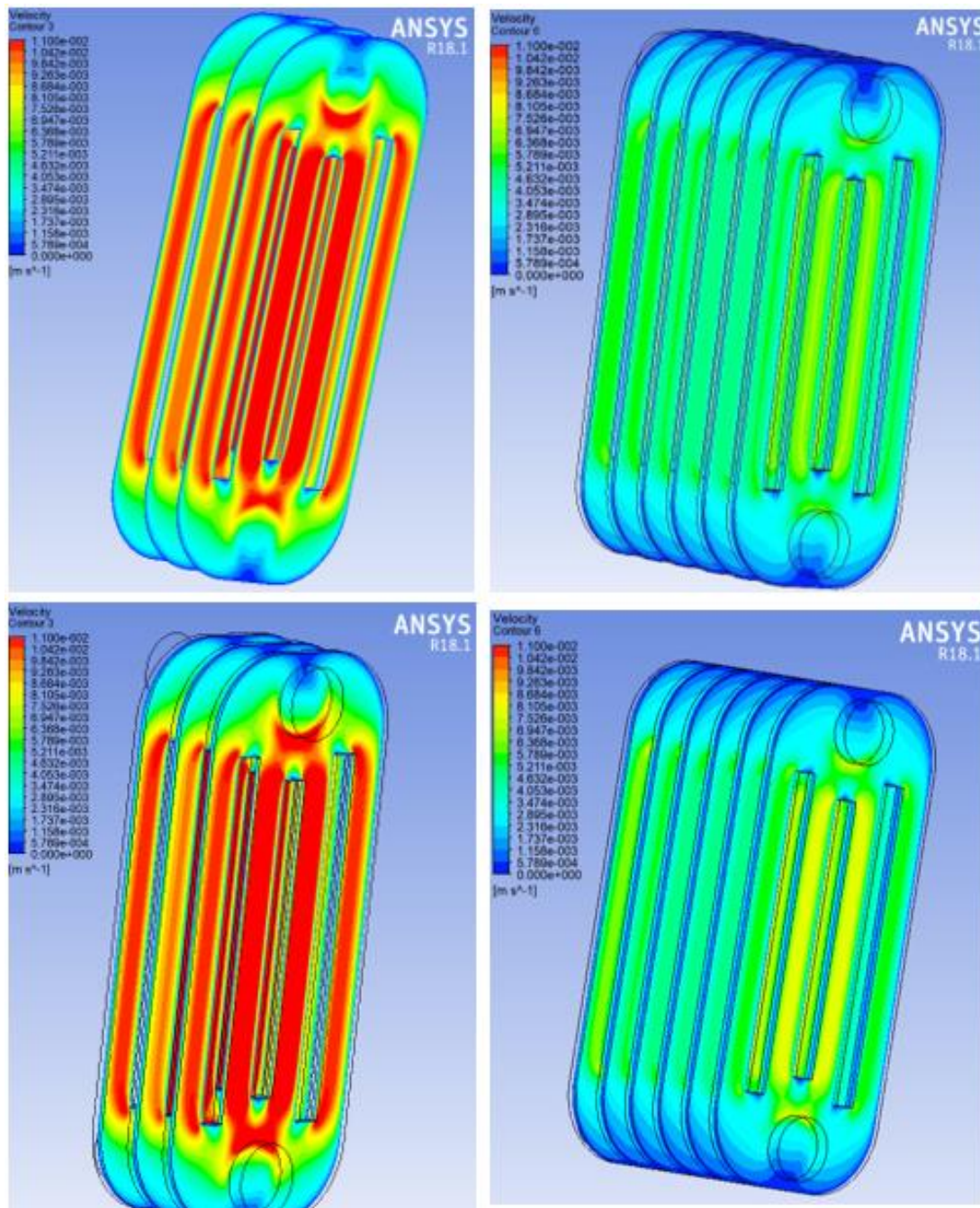


Figura 11.19: Campos de velocidades a una temperatura de entrada de 343 K, velocidad de entrada 0,01 m/s y a una velocidad del aire externo de 5 m/s. Arriba, modelos de 3 y 6 paneles con aceite mineral. Abajo, modelos de 3 y 6 paneles con éster natural [Fuente propia]

11.3.3 Campo de presiones

Como se dijo en la introducción de este apartado, resulta igualmente de interés conocer como es el campo de presiones existente en el fluido trasgado, aunque no es tan relevante como las dos magnitudes justamente discutidas. La forma general

presentada por este a un determinado punto de operación fue la que se puede ver, por ejemplo, en la Figura 11.20.

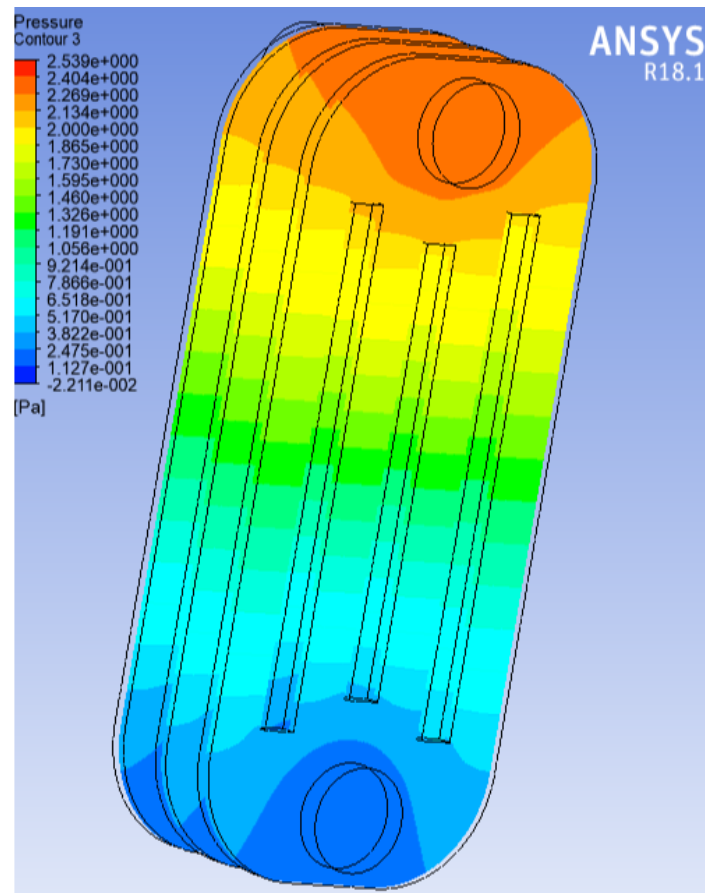


Figura 11.20: Campo de presiones en los planos medios de los paneles a un determinado punto de operación [Fuente propia]

Como vemos, las mayores presiones se encuentran, como es lógico, en las respectivas entradas a cada panel, mientras que las menores presiones en las salidas. La presión decae a lo largo de los canales únicamente dependiente con la coordenada axial, en perpendicular a la sección transversal del canal, lo cual recuerda a un flujo típico de Poiseuille, que es lo que cabría de esperar de un problema de estas características.

Si a un determinado mismo punto de operación comparásemos los campos de presiones entre los modelos de 3 y extra de paneles –por ejemplo, 6- tendríamos sendos campos de presiones vistos en la Figura 11.21.

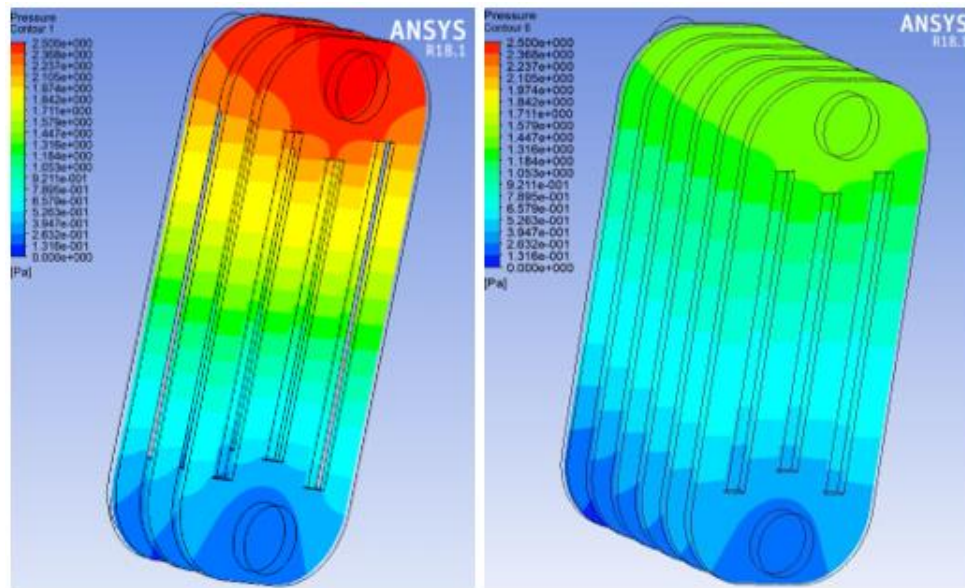


Figura 11.21: Campos de presiones para un mismo punto de operación entre modelos de 3 y 6 paneles [Fuente propia]

Se tienen claramente menores presiones a la entrada de cada respectivo panel en el modelo de 6 paneles, pues como ya se vio en el estudio paramétrico, el mayor reparto de flujo implica menores pérdidas de presión. De la misma forma, podemos comparar para un mismo punto de operación los campos de presiones del aceite mineral y éster natural y ver como las de este último son notablemente superiores. Esto se aprecia en la Figura 11.22.

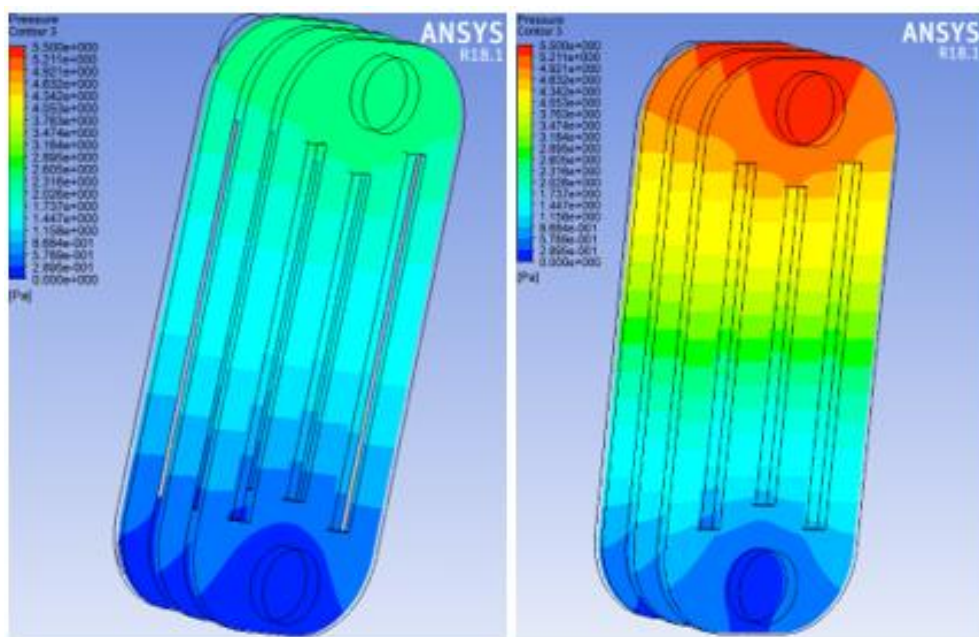


Figura 11.22: Campos de presiones para un mismo punto de operación entre aceite mineral y éster natural en modelo de 3 paneles [Fuente propia]

Se ve como, claramente, las presiones son mayores en el caso del éster natural, tal y como se pudo comprobar durante el estudio paramétrico.

11.4 CONCLUSIONES, MEJORAS Y LÍNEAS FUTURAS DE TRABAJO

En base a los resultados obtenidos y previamente presentados del estudio termo-hidráulico del comportamiento nuestro radiador, se han llegado a las siguientes conclusiones de mayor relevancia:

- El modelo termo-hidráulico del radiador ha sido capaz de replicar correctamente el acoplamiento de las dos físicas existentes al mostrar coherencia su comportamiento en términos de las distribuciones de las magnitudes fluidas más relevantes y al existir similitud con los resultados de diversos de los autores consultados, a pesar de no existir datos experimentales con los que comparar.
- Un aumento del flujo másico con el radiador operando en modo ONAN no da lugar a una mejora significativa en la evacuación del calor: el bajo coeficiente de película del aire exterior actúa como cuello de botella en la transferencia de calor.
- A diferencia del calor evacuado, una mayor velocidad de entrada del fluido al radiador incurre en un menor salto térmico y, con ello, en un menor enfriamiento.
- Con aceite mineral, la caída de presión en el radiador viene predominantemente influenciada por la velocidad de entrada del fluido a este. Con éster natural, tanto la temperatura como la velocidad de entrada son los parámetros predominantes. Esto se puede deber a una mayor viscosidad y a una mayor variación con la temperatura del éster natural respecto al aceite mineral en el rango de temperaturas estudiado.
- Por cada adicción de un panel extra hasta un número de 6 se tiene, tanto para el calor evacuado como para el salto térmico, un aumento promedio del 30% con ambos de los fluidos estudiados. La caída de presión se ve reducida con cada panel extra añadido; sin embargo, no se tiene la linealidad vista en las

variables térmicas, lo cual puede deberse a la naturaleza no lineal de las pérdidas de presión locales en flujo laminar al ir añadiendo paneles.

- Un mayor número de paneles no da lugar ni a un aumento ni reducción del coeficiente global de transferencia de calor del radiador: el número de paneles a determinar en el diseño dependerá en mucha mayor medida de la cantidad de calor a evacuar y no de este parámetro.
- La convección forzada del aire externo produce una alteración en la distribución del flujo másico, recibiendo los paneles intermedios una menor fracción de fluido que los paneles extremos. Este efecto es más acusado cuando el radiador opera con éster natural.
- Operando con éster natural el radiador disipará en términos globales un 4,2% más, el fluido se enfriará un 2,5% menos y el coeficiente global de transferencia de calor será un 4% mayor que cuando se hace uso de un aceite mineral. En definitiva, un éster natural presenta una mayor densidad y capacidad calorífica, propiedades que mejoran la capacidad de evacuar calor sacrificando en enfriamiento para una misma velocidad y temperatura de entrada. Por su parte, la caída de presión será casi el triple que la que se tiene con un aceite mineral debido a la mucha mayor viscosidad del éster.

Se han considerado las siguientes mejoras y líneas futuras de trabajo:

- Obtención del modelo completo del radiador en el que incluir el modelizado del dominio sólido de los paneles y del aire ambiente exterior.
- Obtención de datos experimentales con los que comparar para poder validar adecuadamente el modelo termo-hidráulico.
- Contemplar la transferencia de calor por radiación al aire ambiente exterior y estudiar su influencia para discernir si se puede obviar o no.
- Realización de un análisis transitorio en condiciones de puesta en servicio para poder contemplar cualquier inestabilidad en el flujo de aire externo durante operación en modo ONAN.
- Desarrollo de un modelo THN a partir de los resultados obtenidos con el estudio CFD.

12 BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- [1] G. R. Rodriguez *et al*, "Numerical and experimental thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer working in ONAN mode," *Applied Thermal Engineering*, vol. 112, pp. 1271-1280, 2017.
- [2] S. B. Paramane, W. Van der Veken y A. Sharma, "A coupled internal–external flow and conjugate heat transfer simulations and experiments on radiators of a transformer," *Applied Thermal Engineering*, vol. 103, pp. 961-970, 2016.
- [3] J. Kim, M. Kim y S. M. Cho, "Prediction and evaluation of the cooling performance of radiators used in oil-filled power transformer applications with non-direct and direct-oil-forced flow," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 44, pp. 392-397, 2013.
- [4] L. Garelli *et al*, "Reduced model for the thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer radiator working in ONAF mode," *Applied Thermal Engineering*, vol. 124, pp. 855-864, 2017.
- [5] S. W. Churchill, "A comprehensive correlating equation for laminar, assisting, forced and free convection," *AIChE J.*, vol. 23, pp. 10-16, 1977.
- [6] A. Shibani, Ali y N. Ozisik, M. "A Solution to Heat Transfer in Turbulent Flow Between Parallel Plates," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 20, pp. 565-573, 1977.
- [7] W. Wu *et al*, "Computational fluid dynamics calibration for network modelling of transformer cooling flows - Part II: pressure loss at junction nodes," *IET Electric Power Applications*, vol. 6, (1), pp. 28, 2012.
- [8] A. Santisteban *et al*, "Thermal Analysis of Natural Esters in a Low-Voltage Disc-type Winding of a Power Transformer," *19th IEEE International Conference on Dielectric Liquids (ICDL)*, Manchester, United Kingdom, 25 – 29 June, 2017.
- [9] I. Fernández *et al*, "Comparative evaluation of alternative fluids for power transformers," *Electric Power Systems Research*, vol. 98, pp. 58-69, 2013.
- [10] I. Fofana, "50 years in the development of insulating liquids", *IEEE Electrical Insulation Magazine*, vol. 29, (5), pp. 13-25, 2013.

- [11] F. Delgado, A. Ortiz e I. Fernández, “Sustitución del aceite mineral por líquidos alternativos en transformadores,” *Publicación técnica e informativa de la asociación de ingenieros químicos del Uruguay*, vol. 43, pp. 47-54, 2013.
- [12] A. Santisteban Díaz, *Caracterización fluido-térmica de líquidos alternativos en un transformador de potencia con refrigeración zig-zag*. F. Delgado. Trabajo de fin de grado, Universidad de Cantabria, 2014. Disponible en UCrea: <https://repositorio.unican.es/xmlui/handle/10902/5158>
- [13] E. Cicuéndez Simonneau, *Estudio fluido-térmico de varios aceites de silicona en un transformador de potencia*. F. Delgado. Trabajo de fin de grado, Universidad de Cantabria. Disponible en:
<https://repositorio.unican.es/xmlui/handle/10902/1371>
- [14] A. Piquero González, *Evaluación experimental y numérica de la influencia del envejecimiento en la capacidad refrigerante de un líquido dieléctrico biodegradable*. F. Delgado. Trabajo de fin de grado, Universidad de Cantabria, 2017.
- [15] SIEMENS, *Alternative Liquid Application in Power Transformers*, 2016. Disponible en:
<http://w3.usa.siemens.com/smartgrid/us/en/newsletters/archive/pages/alternative-liquid-application-in-power-transformers.aspx>
- [16] INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. 2019. *IEC 60076-22-2:2019: Power transformers - Part 22-2: Power transformer and reactor fittings - Removable radiators*. Génève: IEC.
- [17] AENOR. 2013. *UNE-EN ISO 60076-2:2013: Calentamiento de transformadores sumergidos en líquido*. Madrid: AENOR.
- [18] F. P. Incropera y D. P. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*. 4ª ed. Nueva York: John Wiley & Sons, 1999.
- [19] J. Fraile, *Máquinas eléctricas*. 5ª ed. Madrid: McGraw-Hill.
- [20] S. V. Kulkarni y S. A. Khaparde, *Transformer Engineering: Design and Practice*. New York: Marcel Dekker, 2004.

- [21] M. A. Rodríguez, *Teoría de transformadores* [Archivo pdf]. En: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria. Serie “Transformadores”. Disponible en:
<http://personales.unican.es/rodrigma/primer/publicaciones.htm>
- [22] Y. A. Çengel y J. M. Cimbala, *Mecánica De Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*. México DF: McGraw-Hill Interamericana, 2006.
- [23] A. Liñán. *Mecánica de Fluidos*. Madrid: ETSIA UPM.
- [24] H. K. Versteeg y W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2ª ed. Harlow: Pearson Education, 2007.
- [25] J. D. Anderson, *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*. New York: McGraw-Hill, 1995.
- [26] ANSYS, Inc. (2016) ANSYS Fluent User’s Guide, Release 18.1.
- [27] J. J. Winders, *Power Transformers: Principles and Applications*. New York [etc.]: Marcel Dekker, 2002 17.

DOCUMENTO Nº2: PLANOS

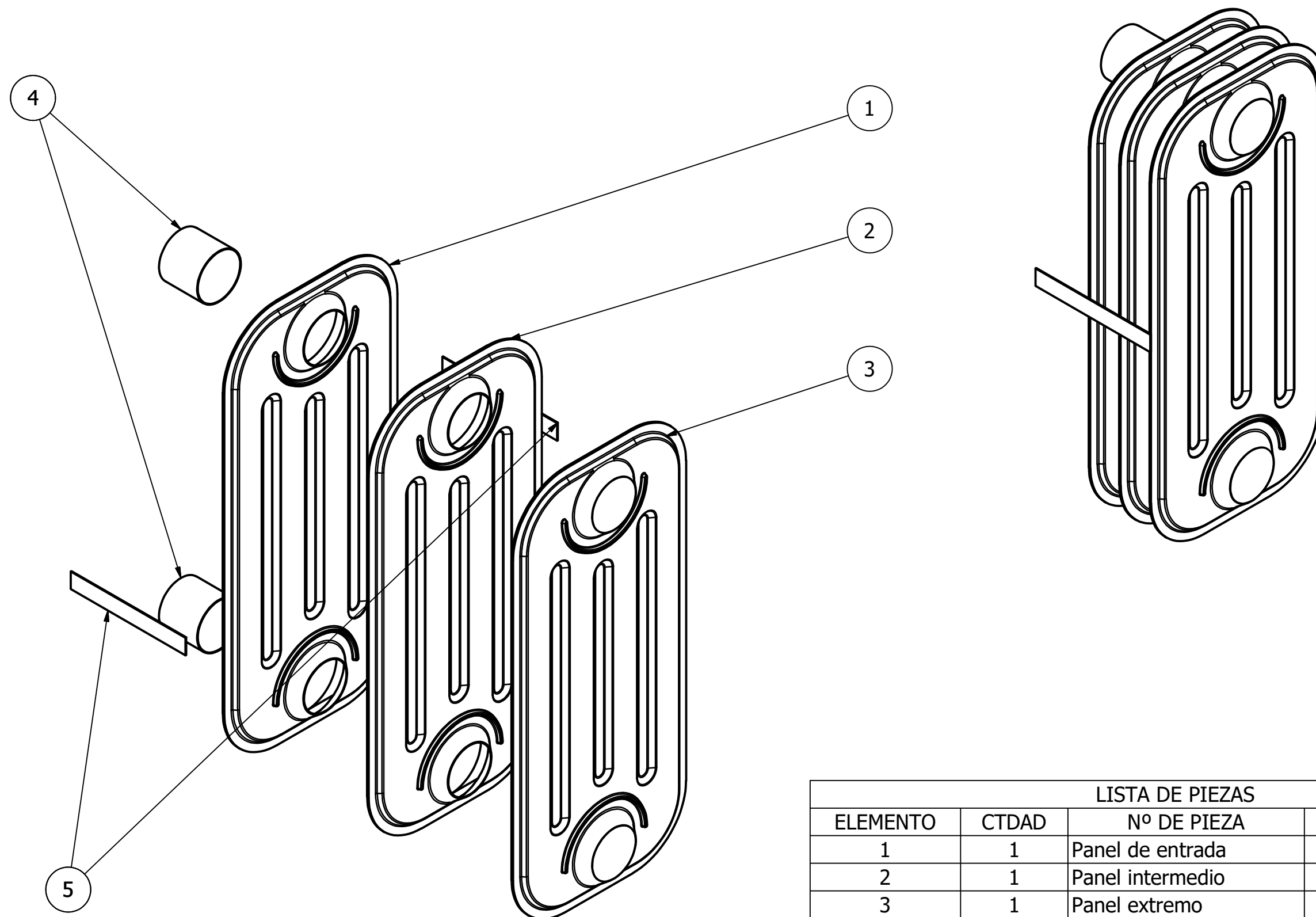
ÍNDICE DE PLANOS

PLANO Nº1: VISTA EN EXPLOSIÓN DEL BLOQUE RADIADOR



PLANO Nº2: DIMENSIONES GENERALES DEL BLOQUE RADIADOR

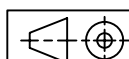
PLANO Nº3: DIMENSIONES GENERALES DEL PANEL

NOTA: Los planos presentados en este documento no pretenden servir como medio para poder replicar la construcción del radiador, sino como mera herramienta descriptiva para poder dar a conocer las dimensiones generales del mismo que, empíricamente, pudieron ser medidas. Es por ello que cotas tales como espesores internos no son indicadas.



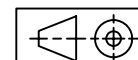
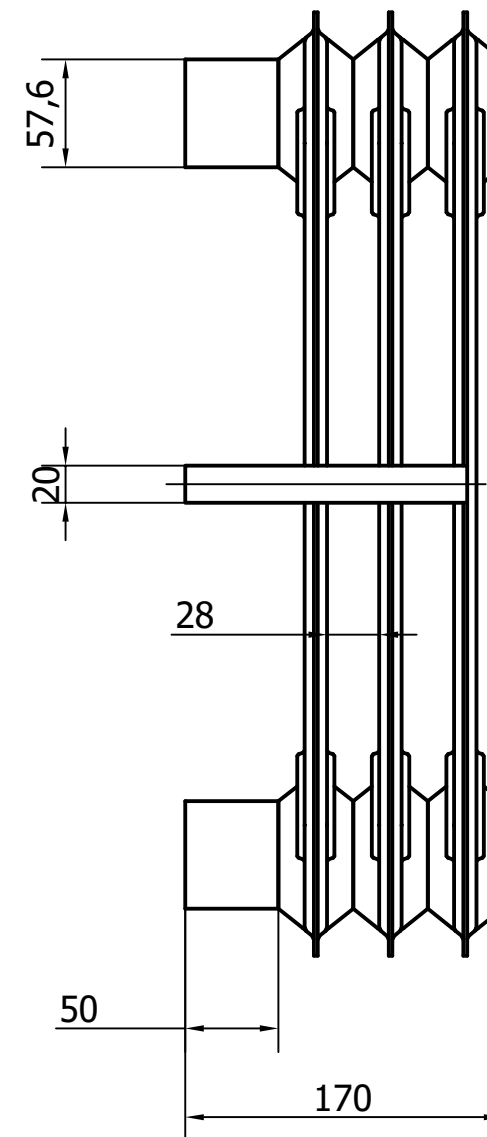
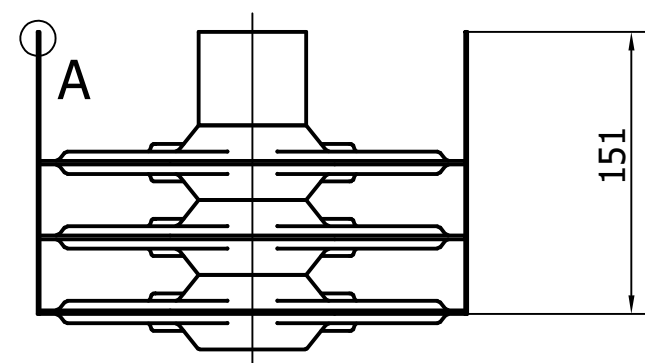
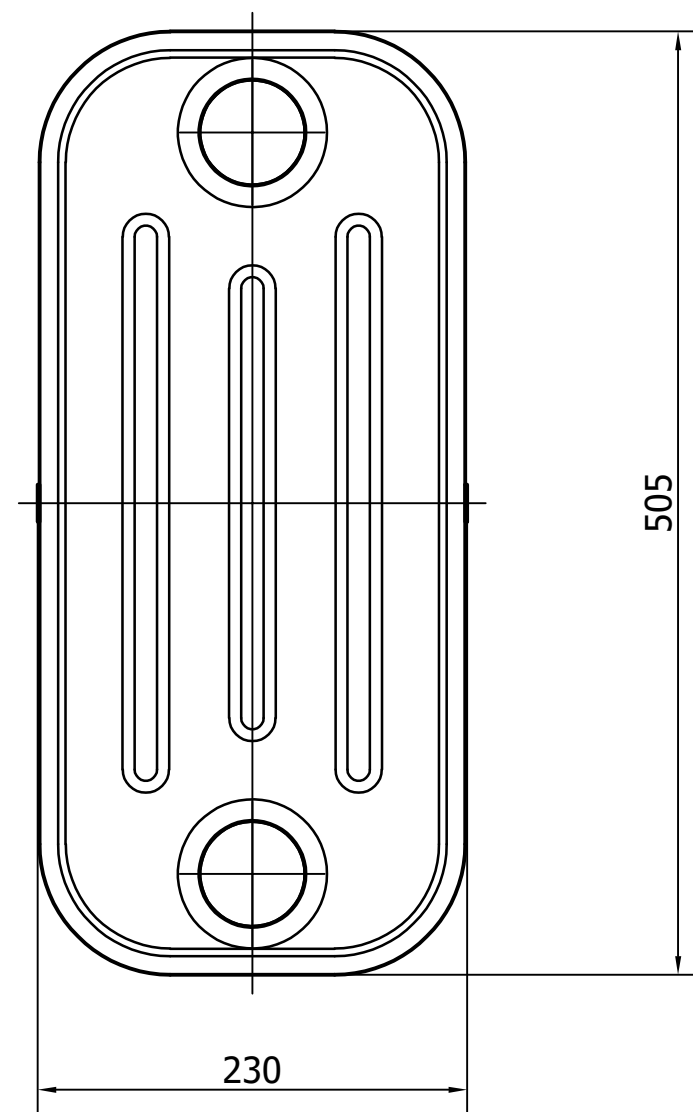
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Panel de entrada	
2	1	Panel intermedio	
3	1	Panel extremo	
4	2	Colector	
5	2	Pletina de sujeción	

Máster Universitario en Ing. Industrial E.T.S.I Industriales y T.  	Tipo de documento Planos del radiador	Creado por: Alejandro Piquero González	
	Título. Título suplementario Vista en explosión del bloque radiador	Aprobado por: Agustín Santisteban Díaz	Rev.
		Referencia técnica:	Idioma Es
		Fecha 4 Julio 2019	Nº de Plano 01 Hoja





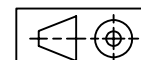
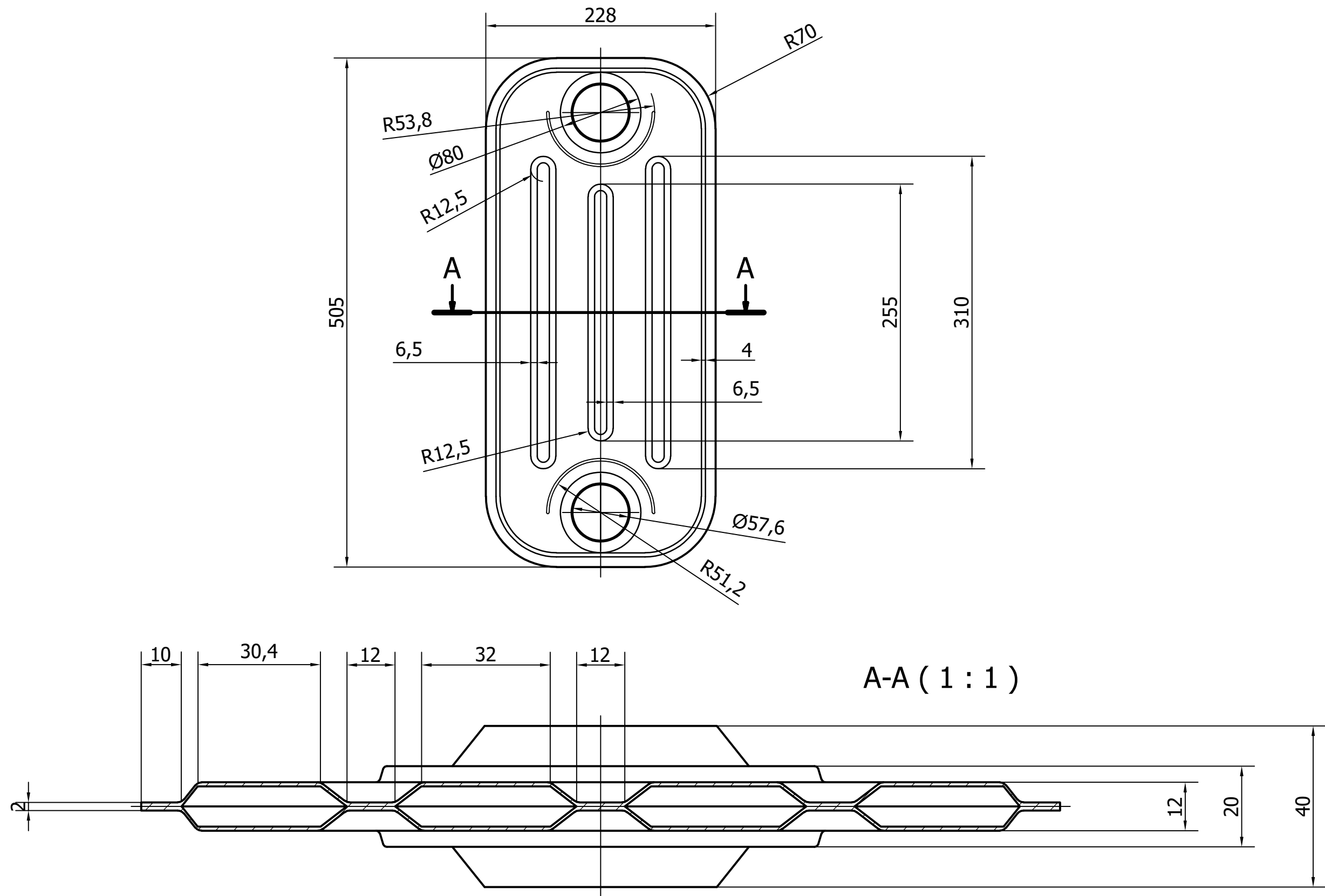
Escala 1:4

1
A (2 : 1)





Escala 1:4

Máster Universitario en Ing. Industrial	Tipo de documento Planos del radiador		Creado por: Alejandro Piquero González	
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario		Aprobado por: Agustín Santisteban Díaz	Rev.
 	Dimensiones generales del bloque radiador		Referencia técnica:	Idioma Es
			Fecha 4 Julio 2019	Nº de Plano 02 Hoja



Escala 1:4

<div>Máster Universitario en Ing. Industrial</div> <div>E.T.S.I Industriales y T.</div> <div></div>	Tipo de documento	Creado por:		
	Planos del radiador	Alejandro Piquero González		
	Título. Título suplementario	Aprobado por:		Rev.
	Dimensiones generales del panel	Agustín Santisteban Díaz		
		Referencia técnica:		Idioma
		Fecha		Es
4 Julio 2019		Hoja		
	Nº de Plano			
	03			